



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**OPTIMALIZACE PRŮTOKU VSTŘIKŮ OD KČ II° DO  
SYSTÉMU SPP**

OPTIMIZING INJECTIONS FROM THE CONDENSATE PUMP

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Jan Kordiovský**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**

**BRNO 2017**



# Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Jan Kordiovský**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Optimalizace průtoku vstřiků od KČ II° do systému SPP

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedte optimalizační výpočet průtoku vstřiků od KČII° (kondenzátních čerpadel druhého stupně) do kondenzátu z topné páry systému SPP (separace a přehřívání) pro dosažení maximálního elektrického výkonu bloku.

### Cíle diplomové práce:

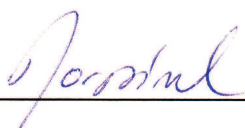
- 1) Zpracujte optimalizační výpočet průtoku vstřiků. Úkolem je snížit tento průtok a zjistit jakým způsobem se ovlivní celkový výkon bloku.
- 2) Provedte grafické znázornění výsledků výpočtu.
- 3) Navrhněte technické řešení pro realizaci, úpravy technologie pro optimalizaci vstřiku (omezení).

### Seznam literatury:

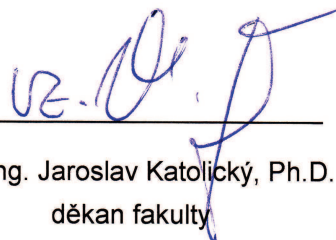
KADRNOŽKA, Jaroslav. 1984. Tepelné elektrárny a teplárny. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 3. 11. 2016



doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

### Abstrakt:

Diplomová práce se zabývá tématem optimalizačního výpočtu hmotnostního průtoku vstřiků od kondenzátních čerpadel druhého stupně do kondenzátu z topné páry systému SPP pro dosažení maximálního elektrického výkonu bloku. Je zde zpracován výpočet sekundárního okruhu v jaderné elektrárně Dukovany v původní stavu a při optimalizaci. V další části je vypočítáno navýšení elektrického výkonu bloku, vykreslení výsledků a návrh technického řešení.

### Klíčová slova:

zástřík, kondenzátní čerpadlo, nízkotlaká regenerace, neregulované odběry, parní turbína

### Abstract:

The diploma thesis deals with the topic of the optimization calculation of the mass flow of injection from the condensing pumps of the second degree to the condensate of heating steam, flowing from the system of separation and reheating, with the main goal to achieve the maximum power of the block of the power plant. There is calculation of the secondary circuit of the nuclear power plant in Dukovany before and after the optimization. In the next part, there is calculated growth of electric power of the block, results are drawn in diagrams and technical solution is designed.

### Key words:

injection, condensing pump, low-pressure regeneration, uncontrolled extraction points, steam turbine

---

### Bibliografické citace:

KORDIOVSKÝ, J. *Optimalizace průtoku vstřiků od KČ II° do systému SPP*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 103 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

### Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D. a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně, dne 26.5.2017

.....

Podpis autora  
Jan Kordiovský





## Poděkování:

Děkuji panu doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za vedení diplomové práce a rady při jejím zpracování. Zvláště bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavlovi Skoupému, za jeho cenné rady, ochotu a vstřícnost při konzultacích mé závěrečné práce.



---

## Obsah

Úvod .....	13
1 Jaderná elektrárna Dukovany .....	14
1.1 Parní turbína.....	16
1.2 Separátor přehříváč.....	18
1.3 Kondenzátor turbíny .....	21
1.4 Kondenzátní čerpadla .....	21
1.5 Nízkotlaká regenerace.....	21
1.6 Napájecí nádrž .....	24
2 Zástřik hlavního kondenzátu .....	24
3 Výpočet před optimalizací.....	25
3.1 Výpočet vysokotlaké části turbíny.....	25
3.1.1 Konstrukce h-s diagramu pro VT díl PT .....	25
3.2 Výpočet nízkotlaké části turbíny .....	28
3.2.1 Konstrukce h-s diagramu pro NT díl PT .....	28
3.3 Výpočet systému separace a přehřívání (SPP) .....	32
3.4 Výpočet kondenzátoru turbíny.....	35
3.5 Výpočet kondenzátních čerpadel .....	36
3.6 Výpočet nízkotlaké regenerace .....	37
3.6.1 Jednotlivé NTO .....	37
3.6.2 Součinitelé přestupu tepla na straně hlavního kondenzátu $\alpha_{HK}$ .....	44
3.6.3 Součinitelé přestupu tepla na straně páry $\alpha_P$ .....	47
3.7 Výpočet teploty směsi za SPP po zástřiku.....	50
3.8 Výpočet tepelné úpravy vody (TÚV) .....	51
4 Výpočet optimalizace .....	53
4.1 Zvýšení průtoku v jednotlivých částech turbíny a SPP .....	54

---

---

4.2	Zvýšení tlaku v jednotlivých částech turbíny a SPP .....	56
4.3	Entalpie v jednotlivých částech turbíny a SPP .....	57
4.3.1	Vysokotlaká část turbíny .....	57
4.3.2	Systém separace a přehřívání .....	59
4.3.3	Nízkotlaká část turbíny .....	60
4.4	Výpočet kondenzátoru turbíny .....	63
4.5	Výpočet kondenzátních čerpadla .....	64
4.6	Výpočet nízkotlaké regenerace .....	65
4.6.1	Nízkotlaké ohříváky 1, 2 a 3 .....	65
4.6.2	Nízkotlaké ohříváky 4 a 5 .....	76
4.7	Výpočet parametrů kondenzátu ze SPP po zástřiku .....	87
4.8	Výpočet TUV .....	88
5	Výpočet výkonu PT .....	89
6	Vykreslení výsledků .....	93
7	Technické řešení .....	94
	Závěr .....	96
	Zdroje .....	98
	Seznam použitých symbolů a zkratk .....	99
	Seznam indexů .....	100
	Seznam obrázků .....	101
	Seznam tabulek .....	102

---

## Úvod

Diplomová práce se zabývá optimalizačním výpočtem stanovení hmotnostního průtoku z kondenzátního čerpadla druhého stupně (KČ II°) na zástřik topného kondenzátu ze systému separace a přehřívání (SPP).

Teplý kondenzát ze SPP má teplotu blížíci se syté kapalině pro daný tlak a v potrubí by docházelo k varu kondenzátu vlivem poklesu tlaku kondenzátu. Pokles tlaku je poměrně značný, jelikož z SPP, ležící ve výšce 0 m na strojovně, je kondenzát dopravován do systému tepelné úpravy vody, který je ve na podlaží +22,5 m strojovny. Z toho důvodu se vstřikuje studený kondenzát do potrubí za SPP, který ochladí topný kondenzát ze SPP.

Pokles teploty směsi je však větší než nezbytný. Ochlazený kondenzát má teplotu přibližně 150 °C a dohřívá se v odplynovacích na teplotu parovodní směsi v napájecí nádrži. Zde je tato směs udržována na teplotě cca 166 °C. Ochlazováním a opětovným ohříváním dochází k energetickým ztrátám. Dohřívání parovodní směsi v odplynovacích a v napájecí nádrži je realizováno kolektorem 0,72 MPa, jehož hlavním zdrojem páry je neregulovaný odběr č. VI z vysokotlakého dílu parní turbíny.

Optimalizační výpočet se zabývá zvyšováním elektrického výkonu bloku, což je realizováno snížením hmotnostního průtoku na zástřik. Tím se sníží spotřeba páry v VI. odběru. Naroste tak množství páry v posledních stupních VT dílu PT a následně i množství páry v NT dílech. Dále je vypočtena i změna entalpie v jednotlivých částech turbíny. Tímto se zvýší výroba elektrické energie bloku elektrárny.

V další části práce jsou vykresleny výsledky navýšení elektrického výkonu v závislosti na teplotě topného kondenzátu ze SPP po zástřiku a navržena úprava technologie.

## 1 Jaderná elektrárna Dukovany

Štěpením jader  $^{235}\text{U}$  v jaderném reaktoru se uvolňuje značné množství tepla, které přestupuje z paliva přes jeho krytí do chladiwa. Chladiwo (lehká voda) odvádí teplo z aktivní zóny do parogenerátoru. Zde je chladiwo I. okruhu ochlazováno a teplo je předáno neradioaktivní vodě sekundárního okruhu, která odchází jako sytá pára do vysokotlakého dílu parní turbíny (VT PT), kde expanduje do stavu mokré páry.

Z VT dílu PT proudí pracovní pára přes systém separace a přehřívání (SPP), kde se provádí separace a následně dvoustupňový přehřev na přehřátou páru. Takto upravená pára proudí do dvou nízkotlakých dílu parní turbíny (NT PT). Na výstupu z NT PT je dvoutělesový kondenzátor turbíny (KT).

Dále je využito kondenzátních čerpadel I. stupně (KČ I°) k dopravě hlavního kondenzátu z vakuového prostoru kondenzátoru do blokové úpravy kondenzátu (BÚK), před níž je tlak 0,6 MPa, a dále na sání kondenzátního čerpadla II. stupně (KČ II°). V BÚK se upravují fyzikálně-chemické vlastnosti vody, aby mohla být znovu použita.

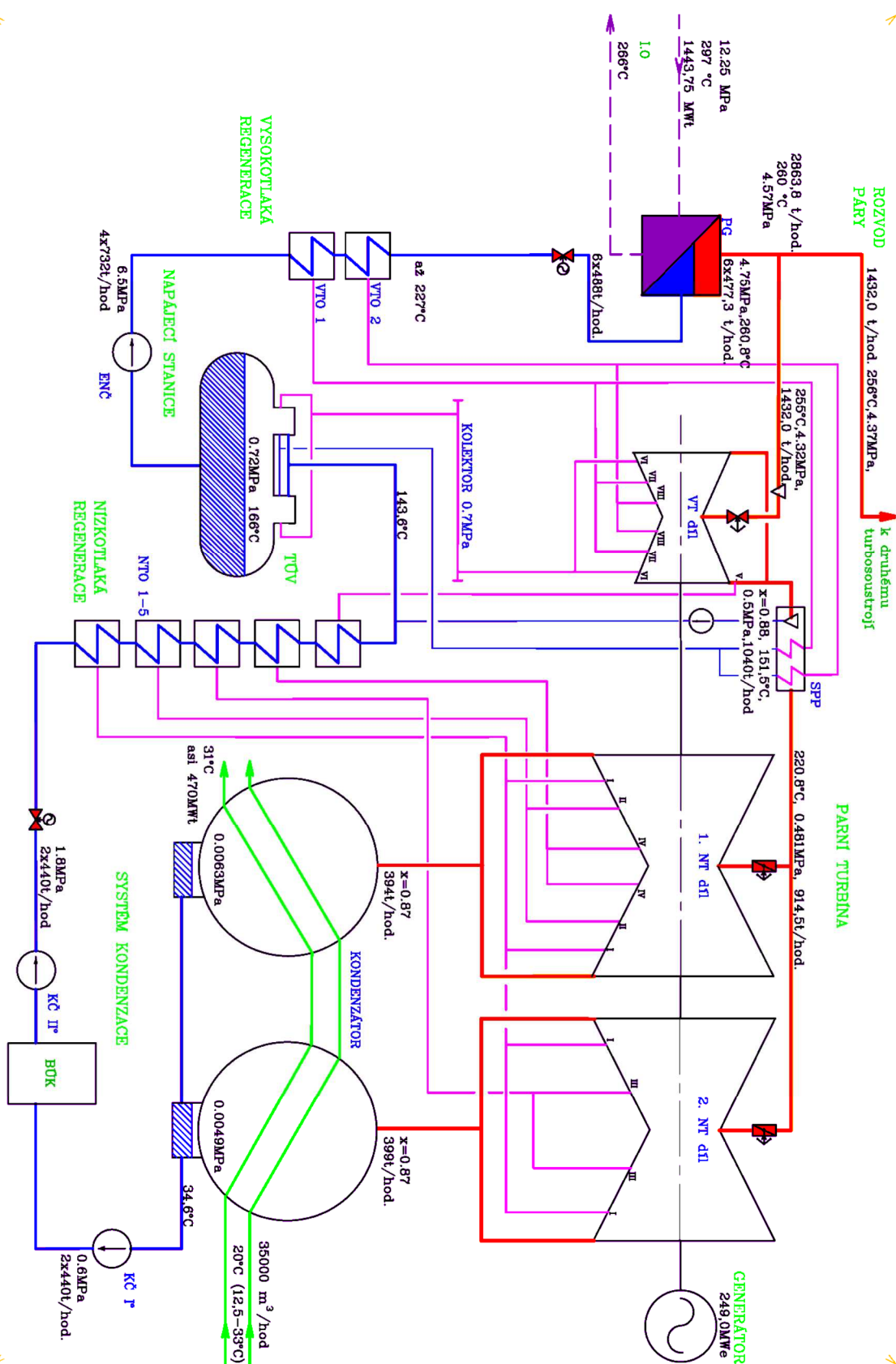
Upravený hlavní kondenzát pokračuje do napájecí nádrže (NN) přes pět nízkotlakých ohříváků (NTO) za pomoci KČ II°, za nímž je tlak 1,8 MPa. Z NN se dopravuje napájecí voda pomocí napájecích čerpadel přes vysokotlakou regeneraci (VTR) zpět do parogenerátoru, kde opět přijímá teplo.

Na výtlaku KČ II° je odbočka, kterou se odvádí část studeného hlavního kondenzátu do kondenzátu z topné páry ze systému SPP. Jejich vzájemné smísení zajistí, aby nedocházelo k varu v potrubní trase při dopravě kondenzátu z topné páry do systému TÚV.

Součástí TÚV je napájecí nádrž, v níž je nutné udržovat stálou teplotu 166 °C při tlaku 7,2 MPa, což zajišťuje parní kolektor 0,7 MPa. Do něj se pára při nominálním provozu dostává z VI. neregulovaného odběru PT (parametry páry 1,02 MPa a 181 °C) VI. odběr se vyvádí z vysokotlakého dílu parní turbíny. V EDU jsou všechny odběry na turbínách neregulované. Do napájecí nádrže proudí také hlavní kondenzát z kondenzátoru o teplotě 143,6 °C ohřátý v nízkotlaké regeneraci čili pomocí odběrů I až IV z nízkotlakého dílu parní turbíny a z V. odběru vysokotlakého dílu PT. Každé turbíně přísluší jedna napájecí nádrž o objemu 150 m<sup>3</sup>, což za nominálního výkonu je dimenzováno na 5 minut provozu.

Parametry odběrové páry sloužící jako topné médium v separátoru-přehříváči (odběry VII a VIII) mají charakter téměř syté páry, jelikož jsou to první dva odběry z turbíny. Pro ohřátí pracovní páry vedoucí z VT dílu PT do NT dílu PT se tedy využívá hlavně latentní teplo. V topném médiu zde dochází i k mírnému snížení teploty pod mez syté kapaliny. Jedná se tedy o oblast samotného kondenzátu.

Zjednodušené schéma sekundárního okruhu je na obrázku 1.



**Obrázek 1 Tepelné schéma sekundárního okruhu pro 100 % Nnom [1]**

## 1.1 Parní turbína

V parní turbíně dochází k přeměně tepelné energie na mechanickou. Turbína je spojena přes spojku s turboalternátorem, který tuto mechanickou energii přeměňuje na elektrickou.



**Obrázek 2 Parní turbína v EDU [1]**

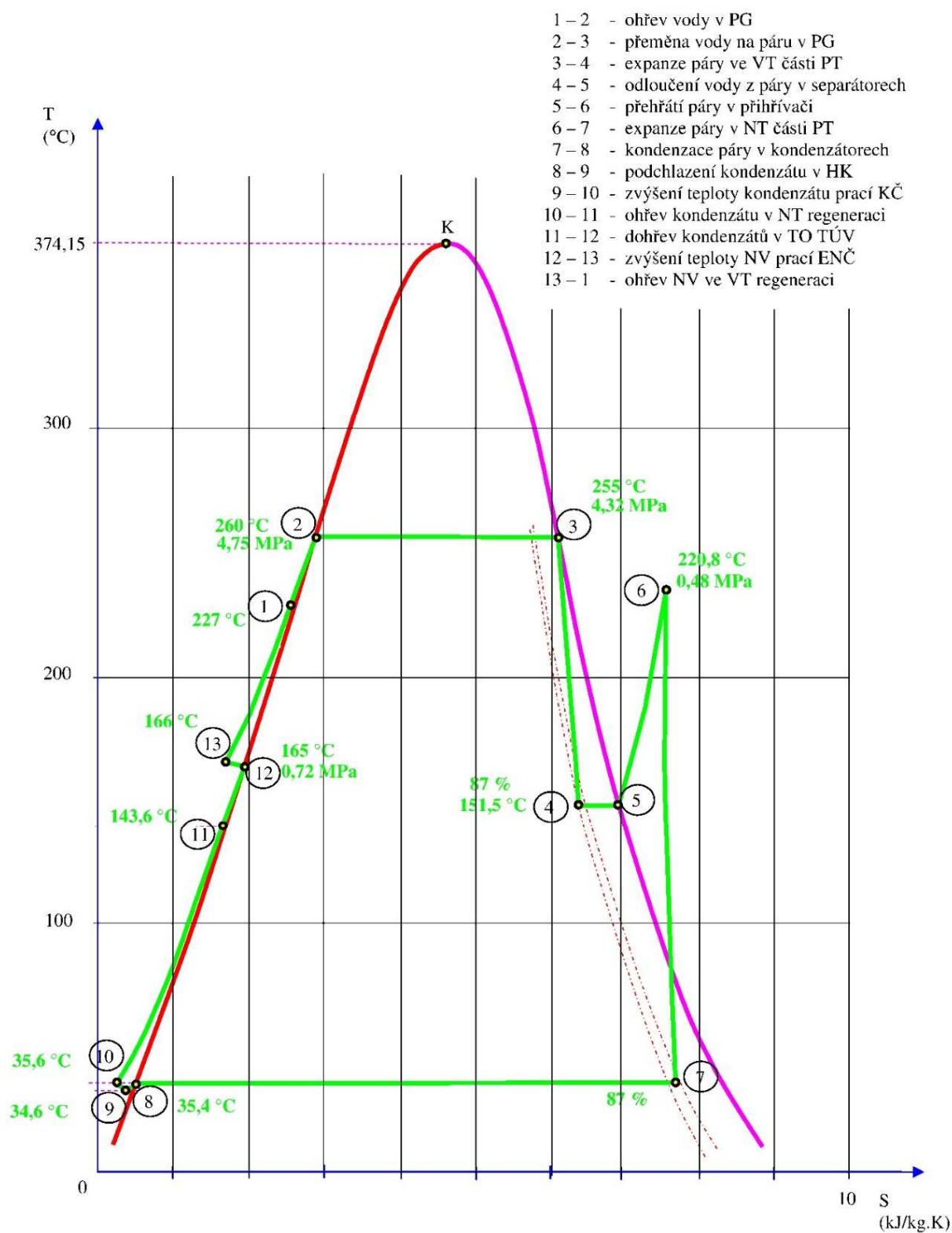
U jaderných elektráren typu VVER se používá na vstupu do vysokotlakého dílu turbíny sytá pára, nikoliv přehřátá. Část tepelné energie je předána turbíně, která ji přemění na energii mechanickou a část páry zkondenzuje.

VT díl je dvouproudý, tzn. že pracovní pára čtyřmi přívody vstupuje do jeho střední části a vystupuje na jeho koncích vždy jedním hrdlem. V každém proudě VT dílu je šest pracovních stupňů zpracovávajících tepelný spád (stupeň parní turbíny je dvojice lopatkových kol složená z jednoho rozváděcího a jednoho oběžného kola).

Část pracovní páry odchází potrubími VIII., VII., VI. a V. odběru ke spotřebičům. Všechny odběry PT (ve VT dílu i NT dílech) jsou vyvedeny přímo z turbíny až na V. odběr, který je vyveden jako odbočka z výstupního potrubí každého proudu VT dílu.

Nízkotlaká část parní turbíny je složena ze dvou NT dílů. Každý NT díl je stejně jako VT díl dvouproudý a pára je zpracována v pěti pracovních stupních. Výstupní hrdlo je připojeno přímo na kondenzátor, takže lze dosáhnout velmi nízkého tlaku za turbínou. Část páry je odváděna pomocí odběrů IV, III, II a I ke spotřebičům. Hlavním spotřebičem páry z neregulovaných odběrů z NT dílů je nízkotlaká regenerace. Tepelné schéma sekundárního okruhu je zobrazeno v T-s diagramu na obrázku 3.



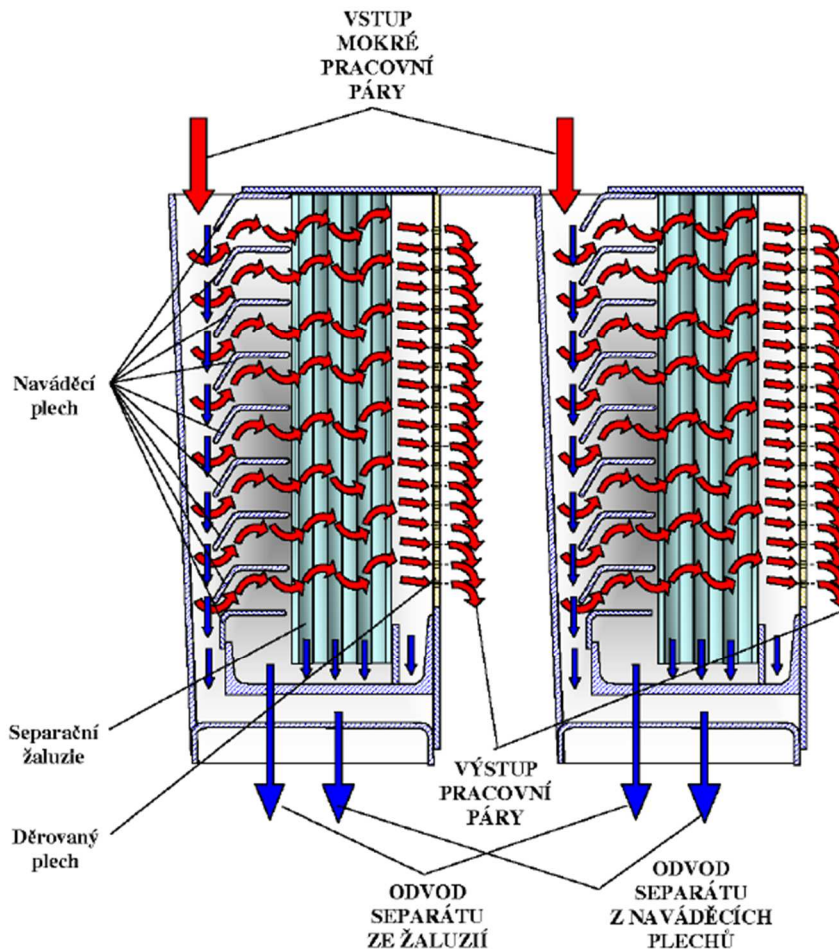


Obrázek 3 T-S diagram sekundárního okruhu v EDU [1]

## 1.2 Separátor přehříváč

Do systému separace a přehřívání proudí částečně vyexpandovaná mokrá pára z VT PT. Jelikož s obsahem vody v páře roste riziko koroze materiálu či eroze lopatek v následujících nízkotlakých dílech turbíny kapičkami vody, je třeba tuto vlhkost z páry odstranit. Nejdříve se separují kapičky vody pomocí žaluziového odlučovače, v T-s diagramu na obrázku 3 mezi body 4 a 5. Poté dojde k dvoustupňovému přehřátí páry v přehříváči na přehřátou páru (bod 6).

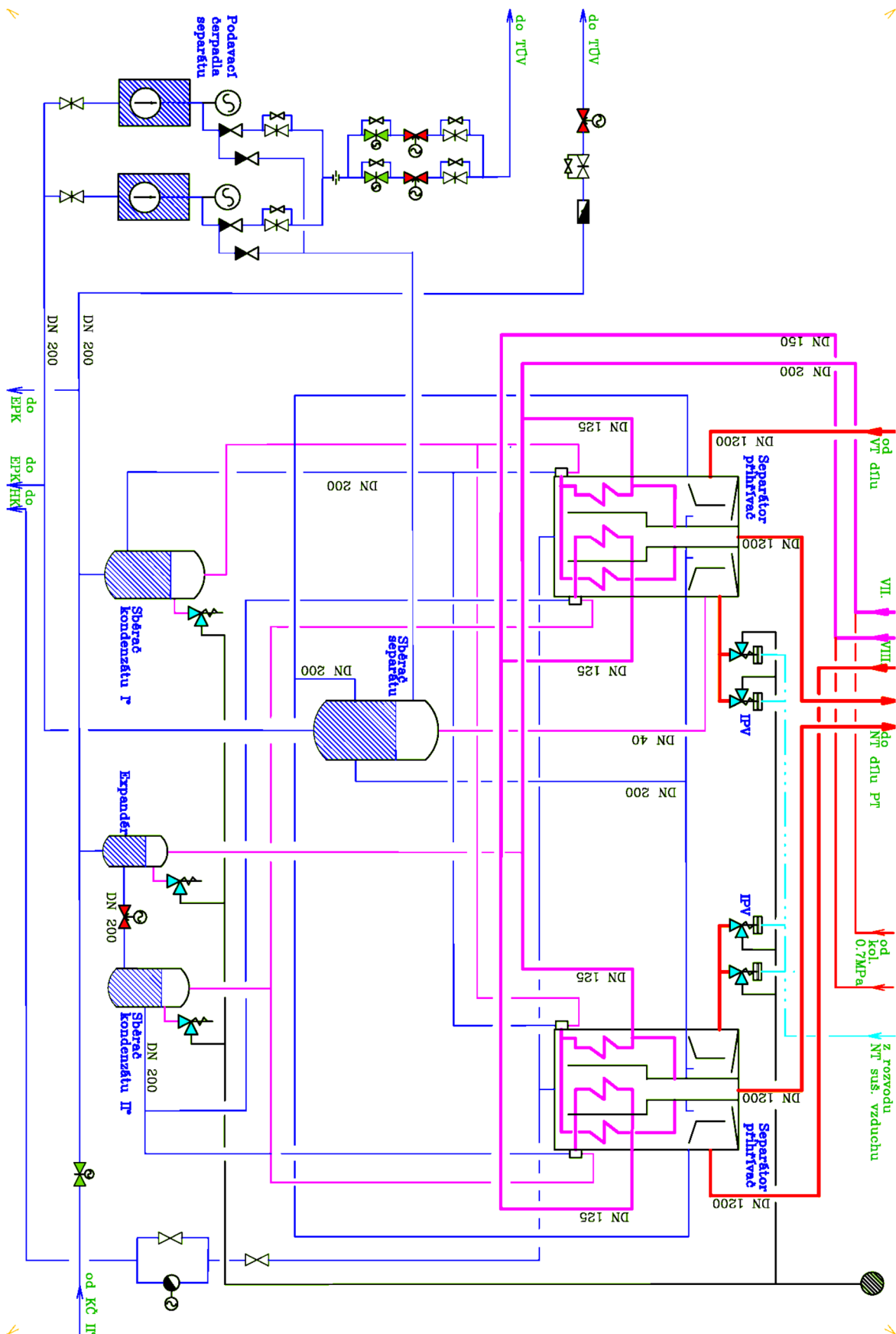
Separace vodních kapiček z vodní páry se provádí pomocí setrvačných sil kapiček a turbulentní difúzí malých kapiček do 1  $\mu\text{m}$ . Jednotlivé kapky se potkávají s odlučovacími plochami. Nárazem ztratí rychlost a jsou zachytávány v žaluziích, kde se slévají do tenkého filmu kapaliny, který se musí trvale odvádět. Separální plochy jsou vertikálně orientované, separát stéká díky gravitační síle dolů a je odváděn do sběrače separátu. Odtud odchází separát na sání dvou podávacích čerpadel separátu, které slouží k jeho dopravě ke hlavnímu kondenzátu před odplynovákem TÚV. Schéma žaluziového odlučovače je znázorněno na obrázku 4.



Obrázek 4 Odlučovač vody [1]

Částečně vysušená pára proudí do dvoustupňového přehříváče, kde se provádí přehřívání nad mez syté páry. V přehříváku I° se pracovní pára ohřívá přes teplosměnou plochu parou ze VII. odběru VT PT. Pracovní pára proudí shora dolů, kde se ve spodní část otočí o 180° a proudí do přehříváku II°, kde je topnou parou VIII. odběr. Přehřátá pracovní pára následně proudí do NT PT.

Do sběrače kondenzátu I° je zaveden kondenzát z topné páry z přehříváče I°, tzn. zkondenzovaná pára ze VII. odběru PT. Do sběrače kondenzátu II° je zaveden kondenzát z topné páry z přehříváče II°, tj. zkondenzovanou páru z VIII. odběru PT. V odběru č. VIII je však vyšší tlak než v VII. Odběru. Obdobně je tomu tak i u vzniklých kondenzátů z těchto topných par, a proto nelze přímo spojit výstupní hrdla obou sběračů. Proto je zde instalován expandér, kde dochází k snížení tlaku kondenzátu o vyšších parametrech na hodnotu 1,422 MPa. Tím se mohou oba kondenzáty vzájemně smíchat a dále společně odvádět do systému TUV (po provedení zástřiku kondenzátem od KČ II°). Schéma systému separace a přehřívání je na obrázku 5.



Obrázek 5 Systém SPP jaderné elektrárny [1]

### 1.3 Kondenzátor turbíny

Na výstupním hrdle NT dílů je dvoutělesový kondenzátor, jehož úkolem zajistit kondenzaci pracovní páry z NT PT a popř. i ostré páry z přepouštěcích stanic. Nízkopotenciální tepelná energie z pracovní páry je předávána cirkulační chladicí vodě, která ji následně předá přes chladicí věže do atmosféry.

Pára z NT dílů PT vstupuje shora do dvoutělesového kondenzátoru. V každém tělese je teplota chladicí vody jiná, proto jsou na výstupu z jednotlivých NT dílů PT rozdílné tlaky. Z prvního NT dílu PT proudí do 2. tělesa kondenzátoru 394 t/h páry o suchosti 0,87 a tlaku 6,3 kPa. Do 1. tělesa proudí přibližně 399 t/h o suchosti 0,88 a tlaku 4,9 kPa.

Součástí kondenzátoru je expandér provozních kondenzátů (EPK). Přivádí se do něj horké kondenzáty od různých spotřebičů strojovny, pára z ucpávek VT dílu, odvzdušnění VTO a odvodnění. Po expanzi se vzniklá pára odvádí dvěma potrubími do parního prostoru druhého tělesa kondenzátoru (s horším vakuem) a kondenzát dvěma potrubími, tvořícími vodní uzávěr, do sběrače kondenzátu téhož tělesa kondenzátoru.

### 1.4 Kondenzátní čerpadla

Za kondenzátorem jsou umístěny sběrače kondenzátu, ze kterých je kondenzát odváděn na sání kondenzátního čerpadla I°. Úkolem KČ I° je zvýšit tlak kondenzátu, aby mohl být dopraven přes blokovou úpravnu vody ke KČ II°.

V KČ II° dojde k navýšení tlaku kondenzátu na 1,8 MPa, jelikož je nutné ho dopravit přes NTR až do NN umístěné ve výšce +22,5 m. Z výtlaku KČ II° je část hlavního kondenzátu odebírána pro:

- svlažování přepouštěné páry do kondenzátoru z přepouštěcí stanice,
- chlazení NT těles PT,
- na ucpávky hlavního napájecího čerpadla,
- chlazení odluhů z parogenerátorů,
- **zchlazování kondenzátu topné páry ze systému SPP.**

### 1.5 Nízkotlaká regenerace

Nízkotlaká regenerace je velice důležité technologické zařízení z hlediska zvyšování tepelné účinnosti cyklu. Tepelná účinnost v parovodním cyklu je závislá na střední teplotě přívodu tepla, kterou lze zvýšit právě pomocí regeneračního ohřevu. Další funkcí regenerace je snížení průtoku v posledních částech turbíny, proto může mít turbína kratší lopatky v posledních stupních při nezměněném výkonu.

Z KČ II° proudí hlavní kondenzát o teplotě cca 36 °C a tlaku 1,8 MPa do nízkotlaké regenerace, kde se přes pět nízkotlakých ohříváků ohřeje na teplotu 143,6 °C. Jednotlivé NTO jsou vyhřívány parou z neregulovaných odběrů parní turbíny. Číslo NTO odpovídá číslu odběru, kterým je NTO vytápěn.

NTO jsou rozděleny do tří skupin, které jsou zapojeny paralelně, nezávisle na sobě, protože v případě sériového zapojení by byl systém příliš poruchový. Navíc je pro provoz bloku nutné, aby byly zapojeny alespoň dvě skupiny ze tří. Blok nelze provozovat vůbec, pokud je celá NTR odstavena.

1. skupina – NTO1 a NTO2

2. skupina – NTO3 a NTO4

3. skupina – NTO5

Při poruše jednoho ze zařízení je odstavena celá skupina. Armatury před a za skupinou se uzavřou a otevře se armatura obtoku. HK proudí obtokem a je ohříván pouze dvěma skupinami.

NTO 1, 2, 4 a 5 mají ze strany HK paralelně k hlavnímu potrubí zapojené podchlazovače kondenzátu, ve kterých se předává část tepelné energie kondenzátů z topných par do hlavního kondenzátu před jeho vstupem do příslušného NTO.

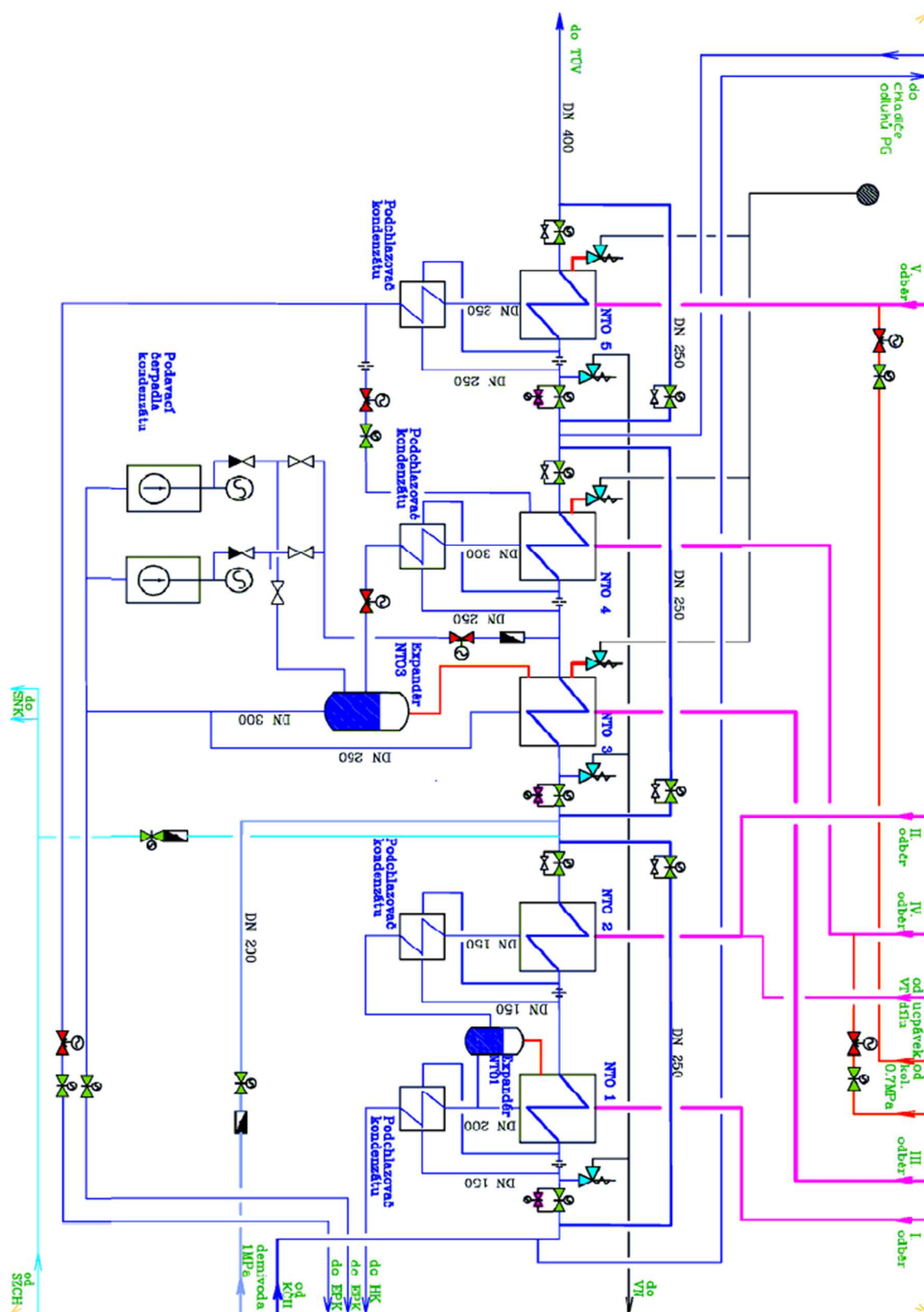
Některé NTO jsou zapojeny kaskádově. Topný kondenzát z NTO5 částečně vytápí HK v NTO4 a topný kondenzát z NTO2 vytápí opět částečně HK v NTO1. Z NTO1 je kondenzát dále odváděn do expandéru provozního kondenzátu (EPK).

Topný kondenzát z NTO 4 putuje přes podchlazovač kondenzátu nejprve do expandéru NTO3, kde dochází k expanzi kondenzátu na parametry III. odběru. Tím lze zavést vyexpandovaný kondenzát z NTO4 do potrubí kondenzátu z topné páry NTO3, což je také kaskádové zapojení.

Kondenzát z jednotlivých NTO lze odvádět také přečerpáváním. Z NTO3 je topný kondenzát přiveden na sání podávacích čerpadel kondenzátu (PČK). Odtud je potrubí spojeno s hlavním kondenzátem za NTO3. Tlak topného kondenzátu je nutné v PČK zvýšit z důvodu mísení s HK, jehož tlak za NTO3 je podstatně vyšší než tlak topného kondenzátu z NTO3.

Nízkotlaké ohříváky jsou vertikální výměníky tepla, kde v trubkách proudí HK a v mezitrubkovém prostoru pára, která postupně kondenzuje. Vzniklý kondenzát stéká do spodní části NTO, kde je umístěn sběrač kondenzátu.

Schéma NTR je na obrázku 6. V kapitole 0 je toto schéma zjednodušené.



Obrázek 6 Nízkotlaká regenerace [1]

## 1.6 Napájecí nádrž

Napájecí nádrž zajišťuje zásobu napájecí vody pro napájení parogenerátorů. V případě nehody a neočekávaných ztrát vody slouží jako zásobník pro jejich krytí. V horní části jsou umístěny dva termické odplyňovače.

Nádrž je vodorovná válcová s klenutým dnem a objemem  $150 \text{ m}^3$ , což je zásoba přibližně na 5 minut provozu při jmenovitém výkonu. Tlak odpovídá  $0,72 \text{ MPa}$  a teplota  $166 \text{ }^\circ\text{C}$ . Každá turbína má svou vlastní napájecí nádrž. Umístění je z důvodu dostatečné nátokové výšky pro napájecí čerpadla na podlaží  $+22,5 \text{ m}$ .

V napájecí nádrži se mísí hlavní kondenzát o teplotě  $143,6 \text{ }^\circ\text{C}$  s vlhkou parou z VI. odběru vysokotlakého dílu turbíny o teplotě  $181 \text{ }^\circ\text{C}$  a se směsí kondenzátu vzniklého za systémem SPP. Při provozu bloku se do napájecí nádrže navrací ještě další provozní kondenzáty o vysokých parametrech.

## 2 Zástřík hlavního kondenzátu

Ze systému separace a přehřívání je odváděn kondenzát z topné páry, jehož parametry se blíží ke stavu syté kapaliny, do systému TUV. Kondenzát z topné páry o průtoku cca  $24 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  (nutné vypočítat) má tlak  $1,422 \text{ MPa}$  a teplotu přibližně  $192 \text{ }^\circ\text{C}$ . Systém SPP je umístěn na podlaží  $-5 \text{ m}$  strojovny, zatímco napájecí nádrž se nachází, jak bylo zmíněno v předchozí kapitole ve výšce  $+22,5 \text{ m}$ , což vede ke snížení tlaku kondenzátu v potrubní trase.

Pokles tlaku vlivem rozdílu výšek by způsobil vznik páry v potrubí, protože by se tak snížila teplota kondenzace, resp. teplota vypařování. Proto se provádí zástřík studenějšího kondenzátu z KČ II° o průtoku  $8,8 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  a teplotě přibližně  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  do potrubní trasy topného kondenzátu ze SPP mezi sběračem kondenzátu I° a TUV. Po zástříku klesne teplota kondenzátu přibližně na  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Před tím, než vstoupí kondenzát do NN, prochází přes termické odplyňovačky, kde je dohříván na stav syté kapaliny, čemuž odpovídá teplota přibližně  $172 \text{ }^\circ\text{C}$ . Ochlazování a znovu ohřívání kondenzátu vede k energetickým ztrátám. Proto je vhodné provést optimalizační výpočet. Návrh je snížit množství vstříkovaného kondenzátu tak, aby teplota kondenzátu z topné páry ze systému SPP byla vyšší, než je aktuálně a současně nižší, než je teplota vypařování při daném tlaku v potrubí těsně před TUV, tedy menší než  $172 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Tlak v napájecí nádrži je  $0,72 \text{ MPa}$ . Jelikož odváděný kondenzát ze systému SPP se pohybuje téměř na mezi syté kapaliny, snížení jeho tlaku vlivem rozdílu výšek by znamenalo vznik páry, což by vedlo ke vzniku kavitace a možným rázům v potrubí. Z tohoto důvodu je nutné snížit jeho teplotu. Nejjednodušší metodou je zástřík chladnějšího kondenzátu. Ten se přivádí ze sekundárního kondenzátního čerpadla II°.



### 3 Výpočet před optimalizací

Parametry vody nebo páry, jakou jsou entalpie, tlak, teplota, entropie, měrný objem, hustota, či v případě mokré páry suchost, lze vyjádřit pomocí dvou veličin (u mokré páry musí být jedna z nich právě suchost nebo entropie) z h-s diagramu či tabulek, popř. výpočtem. Veškeré parametry, které lze takto vyhledat, jsou v této práci vypočteny pomocí výpočtového programu [9].

#### 3.1 Výpočet vysokotlaké části turbíny

Ve vysokotlaké části PT pára expanduje ze stavu syté páry na mokrou páru, jak lze vidět z T-s diagramu (Obrázek 3). Pro odběry VIII, VII a VI lze měřit tlaky a teploty. Suchost se měří jen velmi obtížně a je známá pouze pro výstup z turbíny. Odběr č. V je až za turbínou a má stejné parametry (až na průtok) jako výstup z VT PT. Parametry v jednotlivých odběrech v tabulce 1 jsou zadány dle firemní dokumentace.

**Tabulka 1 Parametry páry ve VT PT [1]**

index	$\dot{m}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	p [MPa]	x	t [°C]
in_VT	397,778	4,32	-	255
VIII. odběr	48,2833	2,905	-	232
VII. odběr	32,7778	1,422	-	195,78
VI. odběr	10,21389	1,0186	-	180,77
out_VT	305,1805	0,4961	0,88	151,54
V. odběr	16,29167	0,4961	0,88	151,54

##### 3.1.1 Konstrukce h-s diagramu pro VT díl PT

Na vstupu do VT PT je pára ve skutečnosti jen nepatrně přehřátá, proto lze stanovit její entalpii a entropii jako funkci tlaku a teploty pomocí výpočtového programu.

$$h_{in\_VT} = f(p_{in\_VT}; T_{in\_VT}) = 2799,3046 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.1)$$

$$s_{in\_VT} = f(p_{in\_VT}; T_{in\_VT}) = 6,03755 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2)$$

Výstupní hodnota entalpie a entropie je funkcí tlaku a suchosti.

$$h_{out\_VT} = f(p_{out\_VT}; x_{out\_VT}) = 2494,6968 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.3)$$

$$s_{out\_VT} = f(p_{out\_VT}; x_{out\_VT}) = 6,22734 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.4)$$

Průběh expanze lze uvažovat jako lineární, tzn. lze ho vyjádřit jako rovnici přímky.

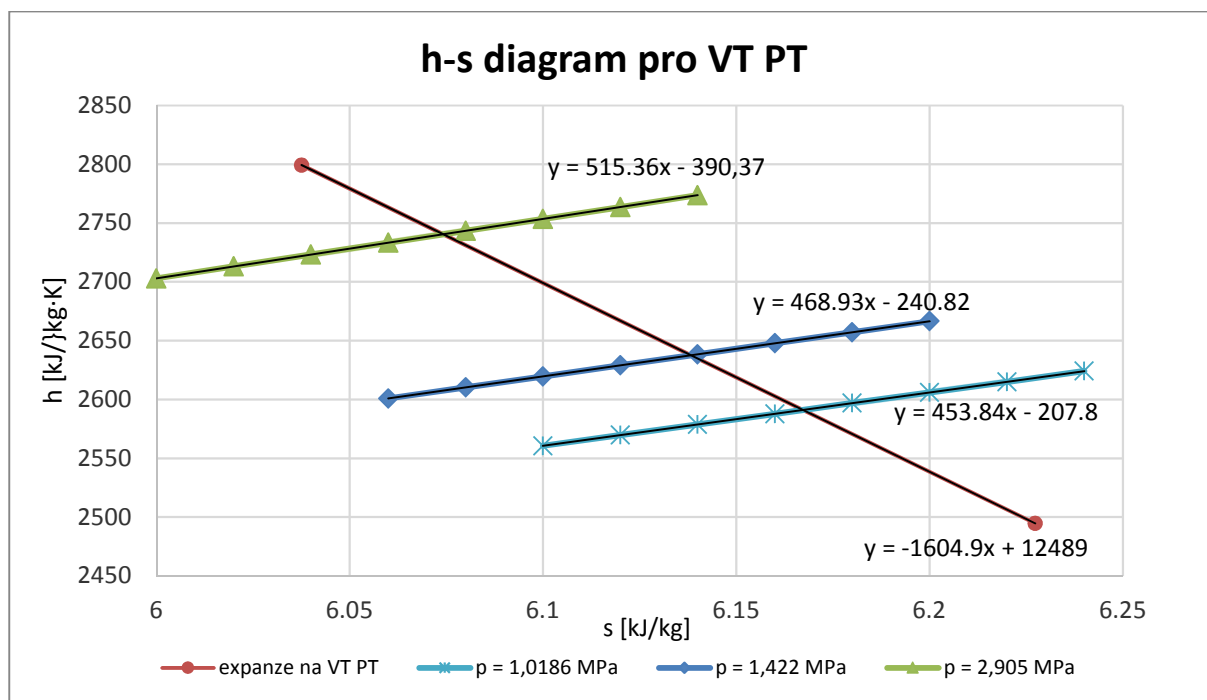
Pro vyobrazení izobary v h-s diagramu pro daný tlak v odběru se využil výpočtový program, který vypočítal hodnoty entalpií na základě zadané entropie. V každém bodě izobary je

entalpie funkcí konstantního tlaku a rostoucí entropie s krokem  $0,02 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  stanovena pomocí výpočtového programu.

Entalpii v každém odběru VT PT lze odečíst z následujícího diagramu jako průsečík daných přímek (přímky expanze a příslušné přímky izobary). Křivky izobar jsou téměř lineární, proto jsou proloženy přímkou.

**Tabulka 2 Entalpie pro daný tlak v odběru a rostoucí entropii**

$s \text{ [kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]$	$h_{p=2,905\text{MPa}}$ $[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	$h_{p=1,422\text{MPa}}$ $[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	$h_{p=1,0186\text{MPa}}$ $[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
6	2702,97456		
6,02	2713,07916		
6,04	2723,18376	2591,492193	
6,06	2733,28836	2600,870694	
6,08	2743,39296	2610,249196	
6,1	2753,49756	2619,627697	2560,604219
6,12	2763,60216	2629,006199	2569,680945
6,14	2773,70676	2638,384701	2578,75767
6,16		2647,763202	2587,834395
6,18		2657,141704	2596,91112
6,20		2666,520205	2605,987845
6,22			2615,064571
6,24			2624,141296



Z diagramu lze stanovit hodnotu entalpie pro daný odběr.

Rovnice expanze VT PT:

$$h = -1604,9 \cdot s + 12489 \quad (3.5)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 2,905 MPa:

$$h = 515,36 \cdot s - 390,37 \quad (3.6)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 1,422 MPa:

$$h = 468,93 \cdot s - 240,82 \quad (3.7)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 1,0186 MPa:

$$h = 453,84 \cdot s - 207,8 \quad (3.8)$$

Dosazením rovnice (3.5) do rovnice (3.6) lze vyjádřit entropii páry v VIII. odběru.

$$s_{VIII.odběr} = \frac{12489 + 390,37}{515,36 + 1604,9} = 6,074430 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.9)$$

Entalpie v VIII. odběru:

$$\begin{aligned} h_{VIII.odběr} &= f(p_{VIII.odběr}; s_{VIII.odběr}) = \\ &= 2740,5786 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Dosazením rovnice (3.5) do rovnice (3.7) lze vyjádřit entropii páry v VII. odběru.

$$s_{VII.odběr} = \frac{12489 + 207,8}{468,93 + 1604,9} = 6,13831 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.11)$$

Entalpie v VII. odběru:

$$\begin{aligned} h_{VII.odběr} &= f(p_{VII.odběr}; s_{VII.odběr}) = \\ &= 2637,5942 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (3.12)$$

Dosazením rovnice (3.5) do rovnice (3.8) lze vyjádřit entropii páry v VI. odběru.

$$s_{VI.odběr} = \frac{12489 + 240,82}{453,84 + 1604,9} = 6,16727 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.13)$$

Entalpie v VI. odběru:

$$\begin{aligned} h_{VI.odběr} &= f(p_{VI.odběr}; s_{VI.odběr}) = \\ &= 2591,1326 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (3.14)$$

### 3.2 Výpočet nízkotlaké části turbíny

Nízkotlaká část turbíny se skládá ze dvou dílů, přičemž každý díl expanduje do jiného tlaku. Neregulované odběry na NT PT jsou vyznačeny na obrázku 1. Na NT PT je přiváděna přehřátá pára s indexem SPP2, která expanduje na mokrou páru. Jak již bylo zmíněno v kap. 3.1, v jednotlivých odběrech turbíny lze měřit tlak a teplotu páry. Suchost se měří jen velmi obtížně a je známá pouze pro výstupech z obou dílů NT PT. V odběru č. IV je pára stále přehřátá, proto lze stanovit její entalpii jako funkci tlaku a teploty. V ostatních odběrech a ve výstupním hrdle NT PT se jedná o mokrou páru. Parametry páry v NT dílech PT jsou v tabulce 3.

**Tabulka 3 Parametry páry v NT PT [1]**

index	$\dot{m}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	p [kPa]	x	t [°C]
SPP2	254,0278	481	-	220,8
IV. odběr	9,52222	227,5	-	-
III. odběr	8,88889	116	-	-
II. odběr	10	50,5	-	-
I. odběr	4,5638	18,	-	-
out1_NT	109,444	6,3	0,88	-
out2_NT	110,833	4,9	0,87	-

#### 3.2.1 Konstrukce h-s diagramu pro NT díl PT

Entalpie v jednotlivých odběrech NT PT se stanoví stejně jako pro VT díl PT. Ze vstupních a výstupních hodnot entropie a entalpie se stanoví rovnice expanze (přímka). Entalpie v bodě SPP2 je stanovena v kap. 0 .

$$s_{in\_NT} = f(p_{in\_NT}; T_{in\_NT}) = 7,17161 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.15)$$

Výstupní hodnoty entalpií a entropií je funkcí tlaku a suchosti.

$$h_{out1\_NT} = f(p_{out1\_NT}; x_{out1\_NT}) = 2278,703 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.16)$$

$$s_{out1\_NT} = f(p_{out1\_NT}; x_{out1\_NT}) = 7,37838 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.17)$$

$$h_{out2\_NT} = f(p_{out2\_NT}; x_{out2\_NT}) = 2245,018 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.18)$$

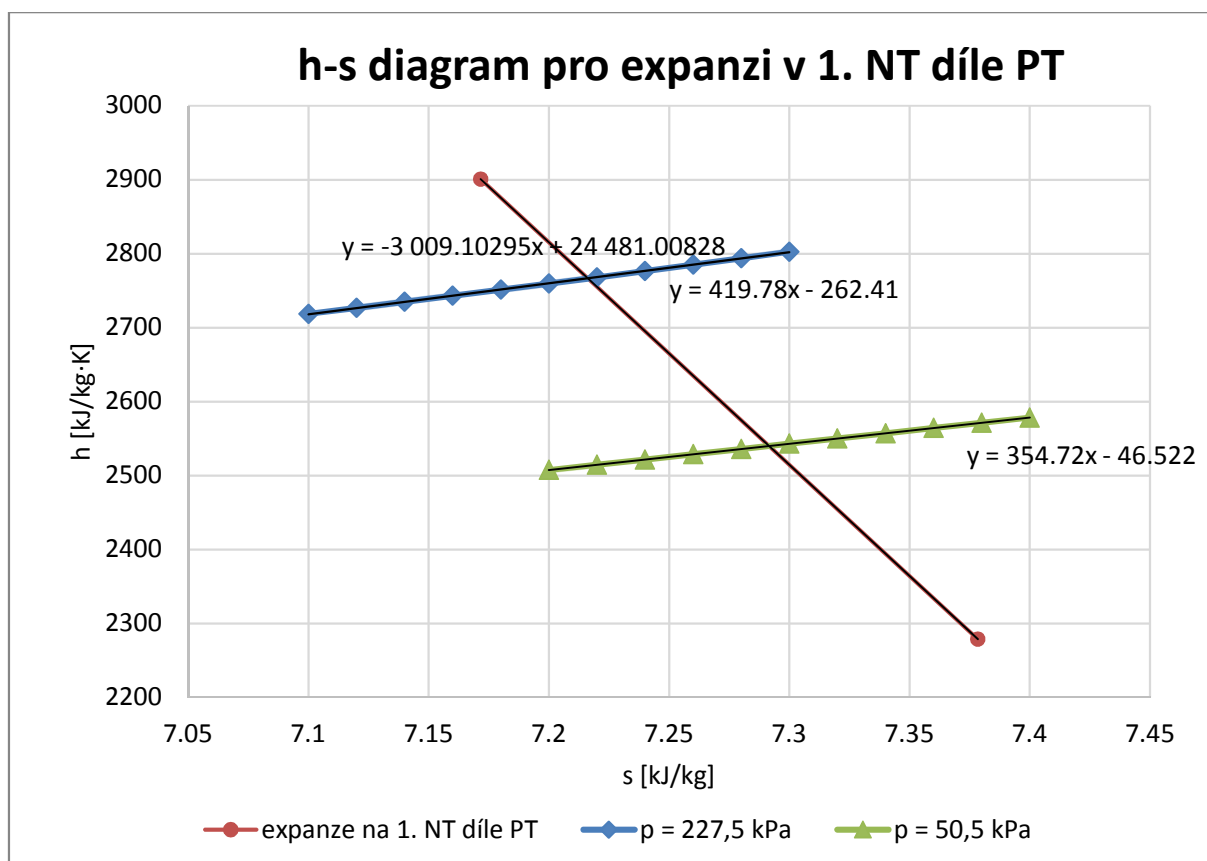
$$s_{out2\_NT} = f(p_{out2\_NT}; x_{out2\_NT}) = 7,37024 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.19)$$

Průběh expanze se uvažuje opět jako lineární. Postup konstrukce h-s diagramu je stejný stejně jako pro VT PT. Odběry č. IV a II jsou z 1. dílu NT PT, který expanduje na tlak 6,3 kPa (index out1\_NT). Z druhého NT dílu PT je odebírána pára III. a I. odběru.

## 1. NT díl PT:

Tabulka 4 Entalpie pro daný tlak a entropii v odběrech IV a II

	IV. odběr		II. odběr
s [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	h <sub>p=227,5kPa</sub> [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	s [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	h <sub>p=50,5kPa</sub> [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
7,1	2718,604261	7,2	2507,435897
7,12	2726,639941	7,22	2514,530223
7,14	2734,752407	7,24	2521,624549
7,16	2742,943944	7,26	2528,718875
7,18	2751,21578	7,28	2535,813202
7,2	2759,568642	7,3	2542,907528
7,22	2768,003077	7,32	2550,001854
7,24	2776,519629	7,34	2557,09618
7,26	2785,118918	7,36	2564,190507
7,28	2793,801676	7,38	2571,284833
7,3	2802,568738	7,4	2578,379159



Z diagramu lze stanovit hodnotu entalpie pro daný odběr.

Rovnice expanze 1. NT dílu PT:

$$h = -3009,103 \cdot s + 24481,008 \quad (3.20)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 227,5 kPa:

$$h = 419,776 \cdot s - 262,412 \quad (3.21)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 50,5 kPa:

$$h = 354,72 \cdot s - 46,522 \quad (3.22)$$

Dosazením rovnice (3.20) do rovnice (3.21) lze vyjádřit entropii páry ve IV. odběru.

$$s_{IV.odběr} = \frac{24481,008 + 262,412}{419,776 + 3009,103} = 7,21618 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.23)$$

Entalpie v IV. odběru:

$$\begin{aligned} h_{IV.odběr} &= f(p_{IV.odběr}; s_{IV.odběr}) = \\ &= 2766,3872 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (3.24)$$

Dosazením rovnice (3.20) do rovnice (3.22) lze vyjádřit entropii páry ve II. odběru.

$$s_{II.odběr} = \frac{24481,008 + 46,522}{354,72 + 3009,103} = 7,29157 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.25)$$

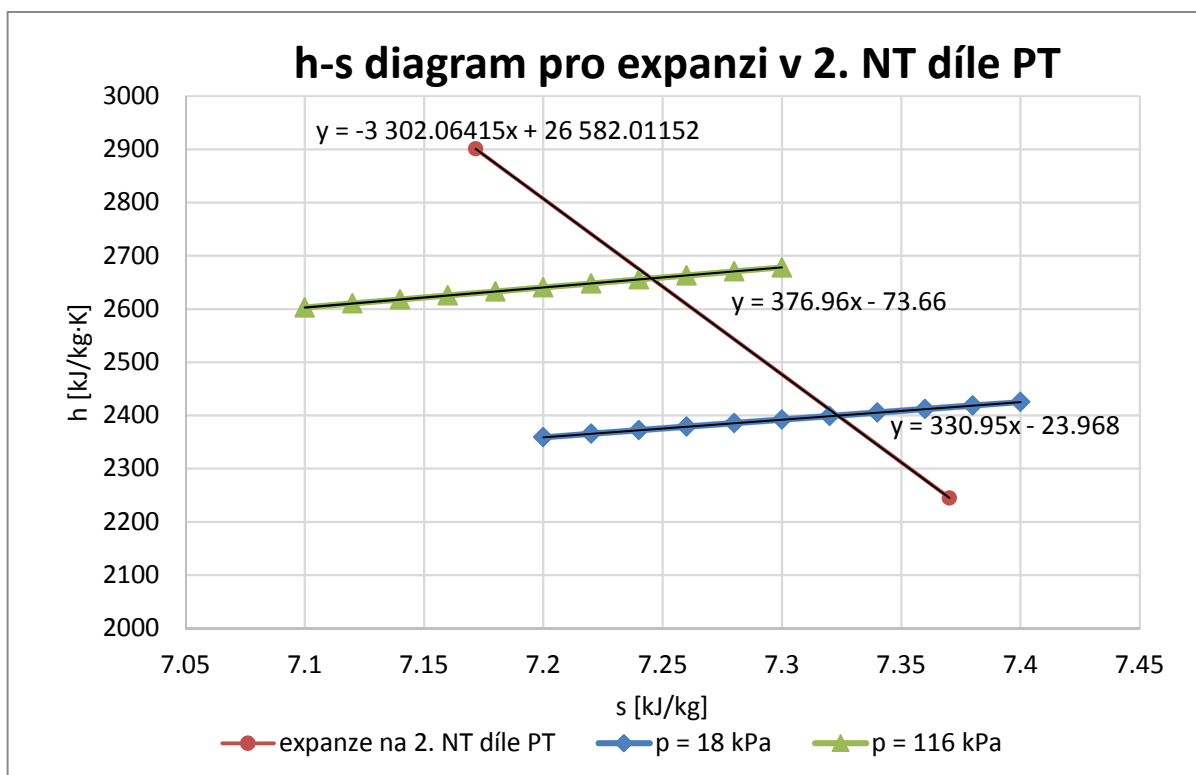
Entalpie ve II. odběru:

$$h_{II.odběr} = f(p_{II.odběr}; s_{II.odběr}) = 2539,9179 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.26)$$

## 2. NT díl PT:

**Tabulka 5 Entalpie pro daný tlak a entropii v odběrech III. a I.**

	III. odběr		I. odběr
s [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	h <sub>p=116kPa</sub> [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	s [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	h <sub>p=18kPa</sub> [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
7,1	2602,758883	7,2	2358,865246
7,12	2610,298091	7,22	2365,484228
7,14	2617,8373	7,24	2372,10321
7,16	2625,376508	7,26	2378,722192
7,18	2632,915716	7,28	2385,341175
7,2	2640,454924	7,3	2391,960157
7,22	2647,994132	7,32	2398,579139
7,24	2655,533341	7,34	2405,198121
7,26	2663,072549	7,36	2411,817103
7,28	2670,611757	7,38	2418,436086
7,3	2678,150965	7,4	2425,055068



Z diagramu lze stanovit hodnotu entalpii pro daný odběr.

Rovnice expanze 2. NT dílu PT:

$$h = -3302,064 \cdot s + 26582,012 \quad (3.27)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 0,116 MPa:

$$h = 376,96 \cdot s - 73,66 \quad (3.28)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 0,018 MPa:

$$h = 330,95 \cdot s - 23,968 \quad (3.29)$$

Dosazením rovnice (3.27) do rovnice (3.28) lze vyjádřit entropii páry ve III. odběru.

$$s_{III.odběr} = \frac{26582,012 + 73,66}{376,96 + 3302,064} = 7,24531 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.30)$$

Entalpie ve III. odběru:

$$\begin{aligned} h_{III.odběr} &= f(p_{III.odběr}; s_{III.odběr}) = \\ &= 2657,5348 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (3.31)$$

Dosazením rovnice (3.27) do rovnice (3.29) lze vyjádřit entropii páry v I. odběru.

$$s_{I.odběr} = \frac{26582,012 + 23,968}{330,95 + 3302,064} = 7,32339 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.32)$$

Entalpie v I. odběru:

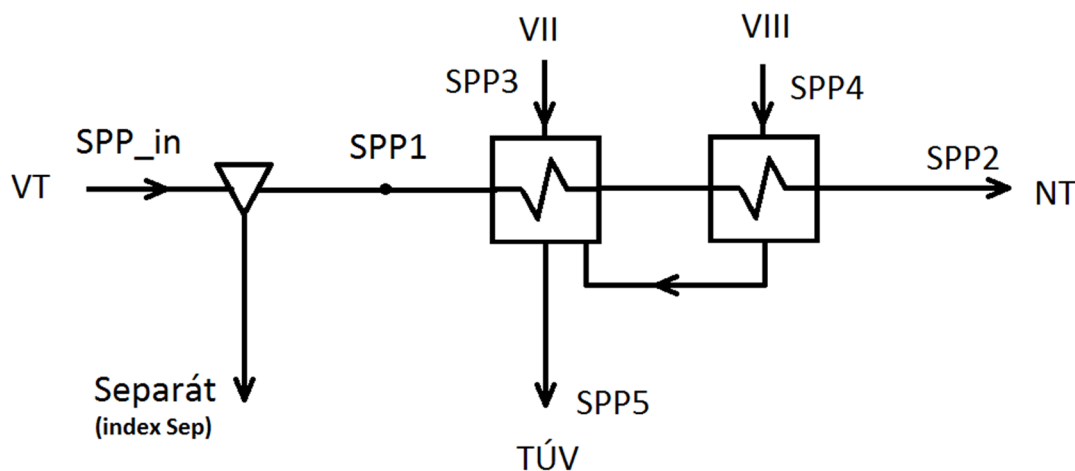
$$h_{I.odběr} = f(p_{I.odběr}; s_{I.odběr}) = 2399,7017 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.33)$$

**Tabulka 6 Parametry páry v odběrech NT PT**

index	h [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	p [MPa]	t [°C]
IV. odběr	2766,3872	0,2275	149,7245
III. odběr	2657,5348	0,116	103,8085
II. odběr	2539,9179	0,0505	81,5648
I. odběr	2399,7017	0,018	57,7989

### 3.3 Výpočet systému separace a přehřívání (SPP)

Do systému SPP vstupuje mokrá pracovní pára z VT PT. Nejprve je zbavena vlhkosti a následně se přehřívá pomocí VII. a VIII. neregulovaného odběru až do stavu přehřáté páry. Zjednodušené schéma SPP je na obrázku 7.



**Obrázek 7 Zjednodušené schéma systému separace a přehřívání**

Jsou známy vstupní a výstupní parametry pracovní páry a částečně i topné větve, viz tabulka 7. Pára vstupující do SPP má stejné parametry jako na výstupu z VT PT, jelikož zde nejsou uvažovány tlakové a tepelné ztráty. Hmotnostní průtok je nižší o množství páry V. odběru.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{SPP\_in} &= \dot{m}_{out\_VT} - \dot{m}_{V.odběr} = 305,1805 - 16,29167 = \\ &= 288,889 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (3.34)$$



**Tabulka 7 Parametry vstupů a výstupů ze SPP**

index	$\dot{m}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	p [MPa]	h [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	x [-]	t [°C]
SPP_in	288,8889	0,4961	2494,697	0,88	151,5415
SPP2	254,0278	0,481	2900,898	-	220,8
SPP3	10,27778	1,422	2637,594	-	195,78
SPP4	?	2,905	2740,578602	-	232

Entalpie v tabulce 7 jsou stanoveny dle kapitoly „Konstrukce h-s diagramu pro VT díl PT“ a

Konstrukce h-s diagramu pro NT díl PT“. Hodnota průtoku topného média SPP4 není jednoznačně známá, jelikož se jedná o odběr č. VIII, který zásobují různá zařízení o neznámém množství. Dále jsou stanoveny parametry jednotlivých bodů z obrázku 7.

#### Separát:

Hmotnostní průtok separátu odpovídá rozdílu množství pracovní páry na vstupu do SPP a na výstupu:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{Sep} &= \dot{m}_{SPP\_in} - \dot{m}_{SPP2} = 288,8889 - 254,0278 = \\ &= 34,86111 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (3.35)$$

Separát je odloučený kondenzát a neobsahuje žádnou páru, proto je jeho suchost  $x_{sep}=0$ .

#### SPP1:

Hmotnostní průtok za separátorem je zmenšený o množství separátu a odpovídá výstupu pracovní páry ze SPP.

$$\dot{m}_{SPP1} = \dot{m}_{SPP2} = 254,0278 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.36)$$

Přibližně 1/3 tlakové ztráty pracovní páry v SPP připadá na separátor. Tlak pracovní páry za separátorem se vypočítá následovně:

$$\begin{aligned}p_{SPP1} &= p_{SPP\_in} - \frac{1}{3} \cdot \Delta p_{SPP} = p_{SPP\_in} - \frac{p_{SPP\_in} - p_{SPP2}}{3} = \\ &= 0,4961 - \frac{0,4961 - 0,481}{3} = 0,491363 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (3.37)$$

Porovnáním množství kondenzátu v pracovní páře před separátorem s množstvím kondenzátu vystupující ze separátoru, lze vypočítat suchost páry za separátorem.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{SPP\_in} \cdot (1 - x_{SPP\_in}) &= \\ &= \dot{m}_{Sep} \cdot (1 - x_{sep}) + \dot{m}_{SPP1} \cdot (1 - x_{SPP1})\end{aligned}\quad (3.38)$$

Úpravou rovnice (3.38) lze vyjádřit suchost pracovní páry za separátorem:

$$\begin{aligned}
 x_{SPP1} &= 1 - \frac{\dot{m}_{SPPin} \cdot (1 - x_{SPPin}) - \dot{m}_{Sep} \cdot (1 - x_{Sep})}{\dot{m}_{SPP1}} = \\
 &= 1 - \frac{288,8889 \cdot (1 - 0,88) - 34,8611}{254,0278} = \\
 &= 0,99515
 \end{aligned} \quad (3.39)$$

Entalpie za separátorem stanoví jako funkce tlaku a suchosti.

$$h_{SPP1} = f(p_{SPP1}; x_{SPP1}) = 2736,7804 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.40)$$

Jelikož se jedná o mokrou páru, teplota je funkcí pouze tlaku.

$$T_{SPP1} = f(p_{SPP1}) = 151,181 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.41)$$

#### Separát:

Teplotu separátu lze předpokládat stejnou jako teplotu pracovní páry za separátorem.

$$T_{Sep} = T_{SPP1} = 151,181 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.42)$$

Entalpie separátu je funkcí suchosti a teploty.

$$h_{Sep} = f(x_{Sep}; T_{Sep}) = 637,3528 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.43)$$

#### SPP5:

Pára ze VII. odběru, resp. VIII. odběru, předá teplo pracovní páře a vzniklý kondenzát putuje do sběrače I°, resp. II°. Tlaky ve sběračích jsou rozdílné. Hodnota tlaku ve sběrači II° je podstatně vyšší, proto se nemůžou výstupní potrubí přímo propojit. Tlak kondenzátu ze sběrače II° se sníží na úroveň kondenzátu ze sběrače I° v expandéru, kde dojde k izoentalpické expanzi na tlak páry o něco vyšší, než je v VII. odběru (uvažuje se tlak odpovídající VII. odběru). Pára z expandéru se spojuje se VII. odběrem a vytápí I° přehříváče. Kondenzát z expandéru se napojuje na potrubí kondenzátu ze sběrače I° a dále je přiveden hlavní kondenzát z KČ II° kvůli snížení teploty.

Hmotnostní průtok v bodě SPP5 se vypočte jako směs topných médií v SPP:

$$\dot{m}_{SPP5} = \dot{m}_{SPP3} + \dot{m}_{SPP4} \quad (3.44)$$

Tlakové ztráty odběrové páry jsou zanedbány:

$$p_{SPP5} = p_{SPP3} = 1,422 \text{ MPa} \quad (3.45)$$

Mimo samotné kondenzace odběrové páry v SPP dojde k mírnému podchlazení vzniklého kondenzátu, které je zvoleno 3 °C, aby došlo k úplné kondenzaci.

$$T_{SPP5} = 192^{\circ}\text{C} \quad (3.46)$$

Entalpii SPP5 vyjádřit jako funkci tlaku a teploty.

$$h_{SPP5} = f(p_{SPP5}; T_{SPP5}) = 820,0196 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.47)$$

Jelikož není známa hodnota hmotnostního průtoku z VIII. odběru, využije se zákon zachování energie. Tepelná energie předaná pracovní páře je rovna tepelné energii odevzdané odběrovou parou, resp. tepelný tok přes teplosměnnou plochu výměníku je konstantní. Uvažuje se tedy tepelná účinnost výměníku 100 %.

$$\dot{Q}_{op} = \dot{Q}_{pp} \quad (3.48)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{SPP3} \cdot h_{SPP3} + \dot{m}_{SPP4} \cdot h_{SPP4} - \dot{m}_{SPP5} \cdot h_{SPP5} = \\ = \dot{m}_{SPP1} \cdot (h_{SPP2} - h_{SPP1}) \end{aligned} \quad (3.49)$$

Po dosazení rovnice (3.44) do rovnice (3.49) lze po úpravě vyjádřit množství topné páry v SPP z VIII. odběru.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{SPP4} &= \frac{\dot{m}_{SPP1} \cdot (h_{SPP2} - h_{SPP1}) + \dot{m}_{SPP3} \cdot (h_{SPP5} - h_{SPP3})}{h_{SPP4} - h_{SPP5}} = \\ &= \frac{254,028 \cdot (2900,9 - 2736,8) + 10,278 \cdot (820,02 - 2637,6)}{2740,578602 - 820,0196} \quad (3.50) \\ &= 11,9807 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned}$$

Dosazením do rovnice (3.44) se vypočítá množství kondenzátu z odběrové páry:

$$\dot{m}_{SPP5} = 10,278 + 11,9807 = 22,2585 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.51)$$

Tepelný tok procházející přes teplosměnnou plochu přehřívače.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{pp} &= \dot{m}_{SPP1} \cdot (h_{SPP2} - h_{SPP1}) = \\ &= 254,028 \cdot (2900,898 - 2736,78) = \\ &= 41690,3618 \text{ kW} \end{aligned} \quad (3.52)$$

### 3.4 Výpočet kondenzátoru turbíny

Pára po expanzi ve dvou NT dílech turbíny vstupuje do dvou jednotlivých těles kondenzátoru. Vzhledem k odlišným teplotám cirkulační chladicí vody procházející jednotlivými stupni kondenzátorů dochází k odlišným tlakovým poměrům v kondenzátoru. Pro zjednodušení se uvažuje, že kondenzátor je pouze jednotělesový a pára tedy vstupuje jako jeden proud.

Do kondenzátoru je dále přiváděna pára z expandéru provozního kondenzátu (EPK). Toto množství páry musí být zahrnuto, aby se zachovalo množství pracovního média proudícího v sekundárním okruhu. Nicméně, není přesně známa hodnota entalpie páry z EPK, proto se tento vliv změny teploty, resp. entalpie, pro zjednodušení zanedbává.

Množství páry vstupující do kondenzátoru:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{KT\_in} &= \dot{m}_{out1\_NT} + \dot{m}_{out2\_NT} = 109,444 + 110,833 = \\ &= 220,777 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (3.53)$$

Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru turbíny:

$$\begin{aligned}h_{KT\_in} &= \frac{\dot{m}_{out1\_NT} \cdot h_{out1\_NT} + \dot{m}_{out2\_NT} \cdot h_{out2\_NT}}{\dot{m}_{KT\_in}} = \\ &= \frac{109,444 \cdot 2278,70 + 110,833 \cdot 2245,018}{220,777} \quad (3.54) \\ &= 2256,6305 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}$$

Výstup z turbíny je dán zadanou teplotou (viz obr. 1) a tlakem, který je stejný jako na vstupu do kondenzátoru. Množství kondenzátu na výstupu z KT je navýšeno o množství v EPK.

$$p_{KT\_out} = p_{KT\_in} = p_{out1\_NT} = 6,3 \text{ kPa} \quad (3.55)$$

$$t_{KT\_out} = 34,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.56)$$

$$h_{KT\_out} = f(p_{KT\_out}; t_{KT\_out}) = 144,9737 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.57)$$

$$\dot{m}_{EPK} = 14,564 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.58)$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{KT\_out} &= \dot{m}_{KT\_in} + \dot{m}_{EPK} = 220,777 + 14,564 = \\ &= 234,842 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (3.59)$$

Chladicí výkon kondenzátoru je potom:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{KT} &= \dot{m}_{KT\_in} \cdot h_{KT\_in} - \dot{m}_{KT\_out} \cdot h_{KT\_out} = \\ &= 220,777 \cdot 2256,6305 - 234,842 \cdot 144,9737 \quad (3.60) \\ &= 464288,2661 \text{ kW}\end{aligned}$$

### 3.5 Výpočet kondenzátních čerpadel

Za kondenzátorem turbíny je tlak kondenzátu velice nízký, což je jeden ze způsobů carnotizace, snížit co nejvíce teplotu kondenzace, a tedy i tlak kondenzace. Ze sběrače kondenzátu, který je součástí kondenzátoru turbíny, nasávají kondenzátní čerpadla I° kondenzát, který dopravují přes BÚK do kondenzátních čerpadel II°. Ty slouží k dopravě kondenzátu přes NTR do TÚV. Za KČ II° má kondenzát tlak 1,8 MPa (viz obr. 1). Navýšení tlaku kondenzátu je doprovázeno zvýšením teploty o 1 °C, jak lze vidět v T-s digramu (Obrázek 3).

Teplota kondenzátu za KČ II°:

$$t_{KČII^{\circ}\_out} = 35,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.61)$$

Entalpie kondenzátu za KČ II°:

$$h_{KČII^{\circ}_{out}} = f(p_{KČII^{\circ}_{out}}; t_{KČII^{\circ}_{out}}) = 150,7618 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.62)$$

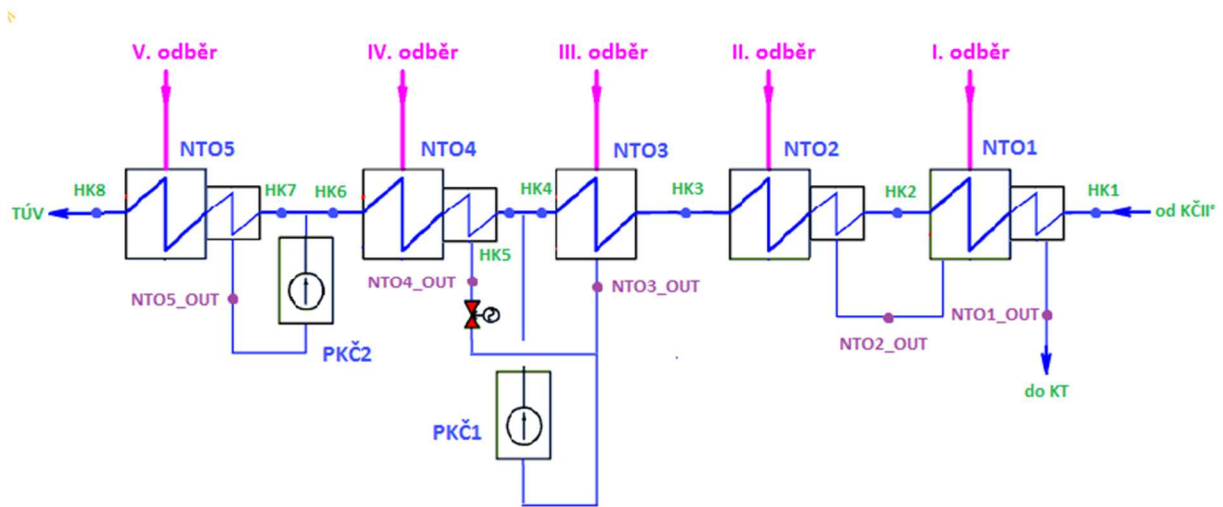
Výkon čerpadel lze dopočítat podle rovnice (3.63)

$$\begin{aligned} P_{KČ} &= \dot{m}_{KT_{out}} \cdot (h_{KČII^{\circ}_{out}} - h_{KT_{out}}) = \\ &= 234,842 \cdot (150,76176 - 144,9737) = \\ &= 1359,2796 \text{ kW} \end{aligned} \quad (3.63)$$

## 3.6 Výpočet nízkotlaké regenerace

### 3.6.1 Jednotlivé NTO

V nízkotlaké regeneraci dochází k ohřátí hlavního kondenzátu, kde topným médiem je mokrá pára odebírána přímo z turbíny neregulovanými odběry I až V. Parametry známých vstupů do nízkotlaké regenerace jsou uvedeny v tabulce 2. Tlaková ztráta topných médií v mezitrubkovém prostoru jednotlivých nízkotlakých ohříváků se neuvažuje. Zjednodušené schéma NTR je na obrázku 8.



Obrázek 8 Zjednodušené schéma NTR

Před vstupem HK do NTR je odbočkou vedena část kondenzátu na zástřik kondenzátu ze SPP. Množství zástřiku je zadáno:

$$\dot{m}_{zástřik} = 8,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.64)$$

Množství hlavního kondenzátu před vstupem do NTR (index HK1) je o tento zástřik sníženo:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{HK1} &= \dot{m}_{KT_{out}} - \dot{m}_{zástřik} = 234,842 - 8,8 \\ &= 226,042 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (3.65)$$

**Tabulka 8 Parametry známých vstupů nízkotlaké regenerace**

	HK1	I. odběr	II. odběr	III. odběr	IV. odběr	V. odběr
$\dot{m}[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	226,042	4,5639	10	8,88889	9,5222	16,2917
$p [\text{MPa}]$	1,8	0,018	0,0505	0,116	0,2275	0,4961
$h [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	150,762	2399,7	2539,9	2657,53	2766,36	2494,7
$t [^{\circ}\text{C}]$	35,6	57,799	81,565	103,809	149,725	151,541

HK1 - hlavní kondenzát před vstupem do nízkotlaké regenerace

I. – V. odběr - neregulované odběry turbíny

Pro výpočet jednotlivých stavů hlavního kondenzátu mezi nízkotlakými ohříváky je nutno dopočítat výstupní parametry topných médií. Postup je volen od NTO s nejvyššími parametry HK. Za NTO 4 dochází k mísení topného kondenzátu, který vznikne ochlazením topné páry v NTO4, s topným kondenzátem z NTO3 a směs je zavedena do HK, viz Obrázek 8. Kondenzát z NTO2 je zaveden do topné větve NTO1 a přispívá zde k ohřátí HK.

V NTO 5 dochází ke kondenzaci topné páry na mez sytosti, tedy suchost  $x$  je rovna 0. Nicméně je zde zařazen i podchlazovač kondenzátu. Podchlazení oproti teplotě kondenzace je voleno 6 °C. Teplota kondenzace odpovídá teplotě  $T_{V.\text{odběr}}$ .

$$T_{NTO5\_out} = T_{V.\text{odběr}} - 6 = 151,541 - 6 = 145,541 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.66)$$

Tlakové ztráty topné větve jsou zanedbány. Potom lze stanovit entalpii topného média na výstupu z NTO5 (index NTO5\_out) jako funkci tlaku a teploty.

$$h_{NTO5\_out} = f(p_{V.\text{odběr}}; T_{NTO5\_out}) = 613,0722 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.67)$$

Hmotnostní průtok zůstává konstantní.

$$\dot{m}_{NTO5\_out} = \dot{m}_{V.\text{odběr}} = 16,2917 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.68)$$

Topný kondenzát se následně zavádí do HK před NTO5, jenomže jeho tlak je podstatně nižší než tlak HK. Proto je zde instalováno podávací čerpadlo kondenzátu (index PČK2). V podávacím čerpadle kondenzátu dojde ke zvýšení tlaku kondenzátu na hodnotu 1,16 MPa. Zároveň dojde k mírnému nárůstu teploty a entalpie. Výkon čerpadla je  $P_{PČK1nom}=110 \text{ kW}$  při průtoku  $23,75 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . Uvažuje se lineární závislost průtoku na výkonu. Pro aktuální průtok je výkon:

$$P_{PČK2} = \frac{\dot{m}_{NTO5\_out}}{\dot{m}_{PČK2nom}} \cdot P_{PČK2nom} = \frac{16,2917}{23,75} \cdot 110 = 75,45614 \text{ kW} \quad (3.69)$$

Entalpii na výstupu z PČK2 lze stanovit následovně:

$$h_{PČK2\_out} = h_{NTO5\_out} + \frac{P_{PČK2}}{\dot{m}_{NTO5\_out}} = 613,072 + \frac{75,4561}{16,2917} = 617,7038 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.70)$$

Kondenzát z PČK2 se zavede do hlavního kondenzátu mezi NTO 4 a NTO 5.

V NTO 4 dochází ke kondenzaci topné páry opět na mez sytosti ( $x=0$ ). NTO 4 obsahuje také podchlazovač kondenzátu a podchlazení oproti teplotě kondenzace je voleno 6 °C, stejně jako ve všech dalších ohřívácích v NTR, které obsahují podchlazovač kondenzátu. Teplota kondenzace se stanoví pomocí výpočtového programu pro daný tlak suchost  $x = 1$ , jelikož se uvažuje, že teplota kondenzace je konstantní.

$$T_{NTO4\_kond} = f(p_{IV.odběr}; x = 1) = 124,3333 \text{ °C} \quad (3.71)$$

$$T_{NTO4\_out} = T_{NTO4\_kond} - 6 = 118,3333 \text{ °C} \quad (3.72)$$

Entalpie topného kondenzátu za NTO4 je funkcí tlaku a teplot:

$$\begin{aligned} h_{NTO4\_out} &= f(p_{NTO4\_out}; T_{NTO4\_out}) = \\ &= 496,7300 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (3.73)$$

Na výstupu z NTO 4 má topná větev stejný hmotnostní průtok jako na vstupu.

$$\dot{m}_{NTO4\_out} = \dot{m}_{IV.odběr} = 9,5222 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.74)$$

Za NTO 3 není zařazen podchlazovač kondenzátu, proto se uvažuje výstup topného média na mezi syté kapaliny, tedy  $x=0$ . Entalpie topné větve na výstupu z NTO 3 se stanoví jako funkce tlaku a suchosti  $x=0$ .

$$h_{NTO3\_out} = f(p_{NTO3\_out}; x = 0) = 435,1787 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.75)$$

Hmotnostní průtok za NTO 3 je stejný jako na jeho vstupu.

$$\dot{m}_{NTO3\_out} = \dot{m}_{III.odběr} = 8,8889 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.76)$$

Následně dochází k mísení výstupu topných médií z NTO 3 a NTO 4, přičemž tlak směsi odpovídá nižšímu tlaku, tedy tlaku ze III. odběru. Směs dále proudí do podávacího čerpadla kondenzátu a je označena indexem PČK1\_in. Parametry tohoto bodu jsou:

$$p_{PČK1\_in} = p_{III.odběr} = 0,116 \text{ bar} \quad (3.77)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{PČK1\_in} &= \dot{m}_{NTO3\_out} + \dot{m}_{NTO4\_out} = 8,8889 + 9,5222 = \\ &= 18,41111 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (3.78)$$

$$\begin{aligned} h_{PČK1\_in} &= \frac{h_{NTO3\_out} \cdot \dot{m}_{NTO3\_out} + h_{NTO4\_out} \cdot \dot{m}_{NTO4\_out}}{\dot{m}_{PČK1\_in}} = \\ &= \frac{435,1787 \cdot 8,8889 + 496,72998 \cdot 9,5222}{18,41111} = \\ &= 471,6446 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (3.79)$$

V podávacím čerpadle kondenzátu dojde ke zvýšení tlaku kondenzátu na hodnotu 1,32 MPa. Zároveň dojde k mírnému nárůstu teploty a entalpie. Výkon čerpadla je  $P_{PČK1nom} = 110 \text{ kW}$

při průtoku  $23,75 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . Uvažuje se lineární závislost průtoku na výkonu. Pro aktuální průtok je výkon:

$$P_{PČK1} = \frac{\dot{m}_{PČK_{in}}}{\dot{m}_{PČK_{nom}}} \cdot P_{PČK_{nom}} = \frac{18,41111}{23,75} \cdot 110 = 85,2725 \text{ kW} \quad (3.80)$$

Entalpii na výstupu z PČK1 lze stanovit podle rovnice (3.81):

$$h_{PČK1_{out}} = h_{PČK1_{in}} + \frac{P_{PČK1}}{\dot{m}_{PČK1_{in}}} = 467,0123 + \frac{85,2725}{18,4111} = 471,6446 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.81)$$

Kondenzát z PČK1 vstupuje do hlavního kondenzátu mezi NTO 3 a NTO 4. Zde dochází k mísení.

V NTO 2 je topné médium mokrá pára ze II. odběru, která kondenzuje a je podchlazena v podchlazovači kondenzátu na teplotu  $T_{NTO2_{out}}$ . Podchlazení oproti teplotě kondenzace je voleno  $6^\circ\text{C}$ . Teplota kondenzace odpovídá teplotě  $T_{II,odběr}$ .

$$T_{NTO2_{out}} = T_{II,odběr} - 6 = 81,565 - 6 = 75,565^\circ\text{C} \quad (3.82)$$

Tlakové ztráty topné větve jsou opět zanedbány. Entalpie topného média na výstupu z NTO 2 (index NTO2\_out) je funkcí tlaku a teploty v tomto bodu.

$$h_{NTO2_{out}} = f(p_{II, odběr}; T_{NTO2_{out}}) = 316,3506 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.83)$$

Hmotnostní průtok zůstává konstantní.

$$\dot{m}_{NTO2_{out}} = \dot{m}_{II,odběr} = 10 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.84)$$

Výstupní proud topné větve NTO 2 se mísí s II. odběrem. Parametry směsi jsou vypočteny stejným způsobem jako pro NTO 4.

$$\dot{m}_{mix_{NTO1}} = \dot{m}_{NTO2_{out}} + \dot{m}_{I,odběr} = 10 + 4,5639 = 14,5639 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.85)$$

Entalpie v tomto bodě se stanoví podle rovnice (3.86):

$$h_{mix_{NTO2}} = \frac{h_{I,odběr} \cdot \dot{m}_{I,odběr} + h_{NTO2_{out}} \cdot \dot{m}_{NTO2_{out}}}{\dot{m}_{mix_{NTO1}}} = \frac{2539,92 \cdot 4,5639 + 316,3506 \cdot 10}{14,5639} = 969,2108 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.86)$$



Tlak směsi odpovídá tlaku I. odběru.

$$p_{mix\_NTO1} = p_{I.odběr} = 0,018 \text{ MPa} \quad (3.87)$$

Teplota kondenzace se stanoví jako funkce tlaku a entalpie.

$$T_{mix\_NTO1} = f(p_{mix\_NTO1}; h_{mix\_NTO1}) = 57,7989 \text{ °C} \quad (3.88)$$

Podchlazení oproti teplotě kondenzace je voleno 6 °C.

$$T_{NTO1\_out} = T_{mix\_NTO1} - 6 = 57,7989 - 6 = 51,7989 \text{ °C} \quad (3.89)$$

Na výstupu z NTO 1 má topná větev stejný hmotnostní průtok jako na vstupu.

$$\dot{m}_{NTO1\_out} = \dot{m}_{mix\_NTO1} = 14,5639 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.90)$$

Entalpie v tomto bodě se stanoví jako funkce tlaku a teploty, přičemž se neuvažují tlakové ztráty.

$$\begin{aligned} h_{NTO1\_out} &= f(p_{mix\_NTO1}; T_{NTO1\_out}) = \\ &= 216,8605 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (3.91)$$

V tabulce jsou veškeré známé parametry vstupů a výstupů topných médií z nízkotlaké regenerace.

**Tabulka 9 Parametry topných médií v NTR**

		index	$\dot{m}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	p [MPa]	h [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	t [°C]
NTO1	Vstup	mix	14,56389	0,018	969,2108	57,7989
	Výstup	out	14,56389	0,018	216,8605	51,7989
NTO 2	Vstup	II. odběr	10	0,0505	2539,92	81,5648
	Výstup	out	10	0,0505	316,3506	75,5648
NTO 3	Vstup	III. odběr	8,88889	0,116	2657,53	103,8085
	Výstup	out	8,88889	0,116	435,1787	103,8085
NTO 4	Vstup	mix	9,5222	0,2275	2766,3872	149,7245
	Výstup	out	9,5222	0,2275	496,723	118,3333
NTO 5	Vstup	V. odběr	16,29167	0,4961	2494,6968	151,5415
	Výstup	out	16,29167	0,4961	613,0723	145,5415
PČK1	Vstup	in	18,41111	0,116	467,0129	-
	Výstup	out	18,41111	1,32	471,6445	-
PČK2	Vstup	in	16,29167	0,2275	613,0722	-
	Výstup	out	16,29167	1,16	617,7038	-

Přes NTO 1, NTO 2 a NTO 3 protéká stejné množství hlavního kondenzátu. Za NTO 3 se přivádí k HK4 kondenzát z PČK1. Za NTO4 se přivádí k HK6 kondenzát z PČK2.

Průtok HK v NTO 4:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{HK5} &= \dot{m}_{HK1} + \dot{m}_{p\check{K}1_{out}} = 226,0417 + 18,4111 = \\ &= 244,4528 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (3.92)$$

Průtok HK v NTO 5:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{HK7} &= \dot{m}_{HK5} + \dot{m}_{p\check{K}2_{out}} = 244,4528 + 16,29167 = \\ &= 260,7444 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (3.93)$$

Tlak hlavního kondenzátu na vstupu do NTR má hodnotu  $p_{HK1}=1,8$  MPa a na výstupu  $p_{HK8}=1$  MPa. Uvažuje se rovnoměrný pokles tlaku v NTR. Na každý ohřívač ( $n_{NTO}$  je počet ohřívačů v NTR) připadá pokles tlaku dle rovnice (3.94).

$$\Delta p_{NTO} = \frac{p_{HK1} - p_{HK7}}{n_{NTO}} = \frac{1,8 - 1}{5} = 0,16 \text{ MPa} \quad (3.94)$$

Mezi stavy HK4 – HK5 a HK6 – HK7 dochází pouze k mísení kondenzátů. Proto jsou tlaky v těchto bodech totožné. Tlaky mezi ohřívačky jsou v tabulce 10.

**Tabulka 10 Tlaky a průtoky hlavního kondenzátu v NTR**

	HK1	HK2	HK3	HK4	HK5	HK6	HK7	HK8
p [MPa]	1,8	1,64	1,48	1,32	1,32	1,16	1,16	1
$\dot{m}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	226,042	226,042	226,042	226,042	244,452	244,452	260,7444	260,7444

Uvažuje se, že NTO mají tepelnou účinnost 100 %, tedy teplo odevzdané topnou parou  $Q_p$  je rovno teplu dodanému hlavnímu kondenzátu  $Q_{HK}$ . Tuto chybu lze zanedbat, jelikož ve výsledku je podstatná změna výkonu, přičemž chyba po zvýšení průtoku HK je téměř totožná. Teplo je vztaženo na jednotku času, čemuž odpovídá tepelný tok. Indexy HK jsou uvedeny v obrázku 8.

$$\dot{Q}_{HK} = \dot{Q}_p \quad (3.95)$$

$$\dot{m}_{HK1} \cdot (h_{HK2} - h_{HK1}) = \dot{m}_{mix\_NTO1} \cdot (h_{mix\_NTO1} - h_{NTO1\_out}) \quad (3.96)$$

Entalpie hlavního kondenzátu za NTO 1 se stanoví podle rovnice (3.97).

$$\begin{aligned}h_{HK2} &= \frac{\dot{m}_{mix\_NTO1} \cdot (h_{mix\_NTO1} - h_{NTO1\_out})}{\dot{m}_{HK1}} + h_{HK1} = \\ &= \frac{14,5638889 \cdot (969,2108 - 216,8605)}{226,0417} + 150,7618 = \\ &= 199,2358 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (3.97)$$

Obdobně se vypočítá entalpie za NTO 2 a NTO 3.

$$h_{HK3} = \frac{\dot{m}_{II.odběr} \cdot (h_{II.odběr} - h_{NTO2\_out})}{\dot{m}_{HK2}} + h_{HK2} =$$

$$= \frac{10 \cdot (2539,92 - 316,3506)}{226,0417} + 199,2358 = \quad (3.98)$$

$$= 297,6056 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$h_{HK4} = \frac{\dot{m}_{III.odběr} \cdot (h_{III.odběr} - h_{NTO3\_out})}{\dot{m}_{HK3}} + h_{HK3} = \quad (3.99)$$

$$= \frac{8,889 \cdot (2657,53 - 435,179)}{226,0417} + 199,2358 =$$

$$= 384,9978 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

HK4 se mísí s kondenzátem z PČK1 podle rovnice(3.100).

$$h_{HK5} = \frac{h_{HK4} \cdot \dot{m}_{HK4} + h_{PČK1\_out} \cdot \dot{m}_{PČK1\_out}}{\dot{m}_{HK5}} = \quad (3.100)$$

$$= \frac{384,998 \cdot 226,0417 + 471,6446 \cdot 18,4111}{244,452} =$$

$$= 391,5236 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Entalpie za NTO 4:

$$h_{HK6} = \frac{\dot{m}_{IV.odběr} \cdot (h_{IV.odběr} - h_{NTO4\_out})}{\dot{m}_{HK5}} + h_{HK5} = \quad (3.101)$$

$$= \frac{9,5222 \cdot (2766,387 - 496,723)}{244,452} + 391,5236 =$$

$$= 479,934 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

HK6 se mísí s kondenzátem z PČK2 podle rovnice:

$$h_{HK7} = \frac{h_{HK6} \cdot \dot{m}_{HK6} + h_{PČK2\_out} \cdot \dot{m}_{PČK2\_out}}{\dot{m}_{HK7}} =$$

$$= \frac{479,934 \cdot 244,452 + 617,7038 \cdot 16,2917}{260,7444444} = \quad (3.102)$$

$$= 488,5421 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Entalpie za NTO5:

$$h_{HK8} = \frac{\dot{m}_{V.odběr} \cdot (h_{V.odběr} - h_{NTO5\_out})}{\dot{m}_{HK6}} + h_{HK6} =$$

$$= \frac{16,292 \cdot (2494,697 - 613,072)}{260,7444} + 488,542 \quad (3.103)$$

$$= 606,1086 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hned za NTR se do hlavního kondenzátu přivádí separát ze SPP. Parametry hlavního kondenzátu po mísení jsou následující:

$$\dot{m}_{HK9} = \dot{m}_{HK8} + \dot{m}_{sep.} = 260,7444 + 34,8611 = 295,6055 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.104)$$

$$h_{HK9} = \frac{h_{HK8} \cdot \dot{m}_{HK8} + h_{sep.} \cdot \dot{m}_{sep.}}{\dot{m}_{HK9}} = \frac{606,108 \cdot 260,744 + 637,352 \cdot 34,861}{295,6055} = 609,7932 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.105)$$

Teploty v jednotlivých bodech NTR se stanoví jako funkce tlaku a entalpie. Parametry hlavního kondenzátu nízkotlaké regenerace:

**Tabulka 11 Parametry HK mezi nízkotlakými ohříváky**

	$\dot{m} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	$p [\text{MPa}]$	$h [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	$t [^{\circ}\text{C}]$
HK1	226,042	1,8	150,76176	35,6158
HK2	226,042	1,64	199,23576	47,2544
HK3	226,042	1,48	297,60556	70,8120
HK4	226,042	1,32	384,9978	91,6785
HK5	244,4527	1,32	391,5236	93,2307
HK6	244,4527	1,16	479,9341	114,2206
HK7	260,7444	1,16	488,5421	116,2536
HK8	260,7444	1	606,1086	143,8661
HK9	295,6055	1	609,7932	144,7244

Pro výpočet optimalizace je nezbytné stanovit součinitele přestupu tepla na straně HK a na straně páry, aby bylo možné porovnat rovnice pro výpočet tepelného výkonu – rovnice tepelné bilance a rovnice pro prostup tepla přes teplosměnnou plochu výměníku.

### 3.6.2 Součinitelé přestupu tepla na straně hlavního kondenzátu $\alpha_{HK}$

Nejdříve se vypočítá Reynoldsovo a Prandtlovo bezrozměrné číslo a z nich potom Nusseltovo číslo. Z něho lze vyjádřit součinitel přestupu tepla na straně HK  $\alpha_{HK}$ .

Parametry nutné k výpočtu  $\alpha_{HK}$ :

Střední teplota kondenzátu v NTO1:

$$t_{HKstr} = \frac{t_{HK2} - t_{HK1}}{2} = \frac{47,2544 - 35,6158}{2} = 41,4351 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (3.106)$$

**Tabulka 12 Střední teplota kondenzátu v NTO**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$t_{HKstr} [^{\circ}\text{C}]$	41,4351	59,0332	81,2453	103,7257	130,0599

Dynamická viskozita kondenzátu v NTO1: pro daný tlak a teplotu stanovena interpolací z tabulek.

$$\begin{aligned}\eta_{HK} &= f(p_{HK1} = 1,8 \text{ MPa}; t_{HKstr} = 41,4351 \text{ }^{\circ}\text{C}) \\ &= 6,3593 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (3.107)$$

**Tabulka 13 Dynamická viskozita kondenzátu v NTO**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$\eta_{HK} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$	$6,3593 \cdot 10^{-4}$	$4,7364 \cdot 10^{-4}$	$3,4928 \cdot 10^{-4}$	$2,7141 \cdot 10^{-4}$	$2,1302 \cdot 10^{-4}$

Součinitel tepelné vodivosti vody  $\lambda_{HK}$  v NTO1: pro daný tlak a teplotu stanoven interpolací z tabulek.

$$\begin{aligned}\lambda_{HK} &= f(p_{HK1} = 1,8 \text{ MPa}; t_{HKstr} = 41,4351 \text{ }^{\circ}\text{C}) \\ &= 0,6337 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (3.108)$$

**Tabulka 14 Součinitel tepelné vodivosti vody  $\lambda_{HK}$  v NTO**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$\lambda_{HK} [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	0,6337	0,6539	0,6716	0,6807	0,6840

Hustota hlavního kondenzátu  $\rho_{HKstr}$ : pro daný tlak a střední teplotu stanovena interpolací z tabulek.

$$\begin{aligned}\rho_{HKstr} &= f(p_{HK1} = 1,8 \text{ MPa}; t_{HKstr} = 41,4351 \text{ }^{\circ}\text{C}) \\ &= 992,4094 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}\end{aligned}\quad (3.109)$$

**Tabulka 15 Hustota hlavního kondenzátu**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$\rho_{HKstr} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	992,4094	984,3744	971,6393	956,2175	935,2428

Kinematická viskozita hlavního kondenzátu  $\nu_{HK}$ :

$$\nu_{HK} = \frac{\eta_{HK}}{\rho_{HKstr}} = \frac{6,3593 \cdot 10^{-4}}{992,4094} = 6,4079 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}\quad (3.110)$$

**Tabulka 16 Kinematická viskozita hlavního kondenzátu**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$\nu_{HK} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	$6,4079 \cdot 10^{-7}$	$4,8116 \cdot 10^{-7}$	$3,5947 \cdot 10^{-7}$	$2,8383 \cdot 10^{-7}$	$2,2777 \cdot 10^{-7}$

Měrná tepelná kapacita hlavního kondenzátu  $c_{HKstr}$ : pro daný tlak a střední teplotu stanovena interpolací z tabulek.

$$\begin{aligned}c_{HKstr} &= f(p_{HK1} = 1,8 \text{ MPa}; t_{HKstr} = 41,4351 \text{ }^{\circ}\text{C}) \\ &= 4174,4317 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (3.111)$$

**Tabulka 17 Měrná tepelná kapacita hlavního kondenzátu**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$c_{HKstr} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	4174,4317	4178,9355	4193,5667	4218,6863	4262,5339

Součinitel teplotní vodivosti vody  $a_{HK}$  pro NTO1:

$$a_{HK} = \frac{\lambda_{HK}}{c_{HKstr} \cdot \rho_{HKstr}} = \frac{0,6337}{4174,4317 \cdot 992,4094} = 1,5295 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.112)$$

**Tabulka 18 Součinitel teplotní vodivosti hlavního kondenzátu**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$a_{HK} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	$1,5295 \cdot 10^{-7}$	$1,5896 \cdot 10^{-7}$	$1,6481 \cdot 10^{-7}$	$1,6875 \cdot 10^{-7}$	$1,7158 \cdot 10^{-7}$

Pro výpočet rychlosti proudění hlavního kondenzátu přes jednotlivé NTO je nezbytné znát technické parametry jednotlivých NTO, které jsou k dispozici z firemní dokumentace.

**Tabulka 19 Technické parametry jednotlivých NTO [1]**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$d_{int} [\text{m}]$	0,0160	0,0160	0,0160	0,0160	0,0160
$n_{trubek} [-]$	1860	1860	1860	1120	1120

$d_{int}$  – vnitřní průměr trubky, ve které proudí hlavní kondenzát

$n_{trubek}$  – počet trubek v NTO

$$w_{HK} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{HK1}}{\pi \cdot d_{int}^2 \cdot n_{trubek} \cdot \rho_{HKstr}} = \frac{4 \cdot 226,042}{\pi \cdot 0,016^2 \cdot 1860 \cdot 992,4094} = 0,6091 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.113)$$

**Tabulka 20 Rychlost proudění hlavního kondenzátu uvnitř trubek NTO**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$w_{HK} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	0,6091	0,6140	0,6221	1,1352	1,2381

Reynoldsovo číslo  $Re$  pro proudění v NTO1:

$$Re = \frac{w_{HK} \cdot d_{int}}{\nu_{HK}} = \frac{0,6091 \cdot 0,016}{6,4079 \cdot 10^{-7}} = 15207,4576 \quad (3.114)$$

**Tabulka 21 Reynoldsovo číslo pro proudění hlavního kondenzátu uvnitř trubek NTO**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$Re [-]$	15207,4576	20418,3352	27688,3844	63994,9298	86969,7554

Prandtlovo číslo pro proudění v NTO1:

$$Pr = \frac{\nu_{HK}}{a_{HK}} = \frac{6,4079 \cdot 10^{-7}}{1,5295 \cdot 10^{-7}} = 4,1894 \quad (3.115)$$

**Tabulka 22 Prandtlovo číslo pro proudění hlavního kondenzátu uvnitř trubek NTO**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$Pr [-]$	4,1894	3,0270	2,1811	1,6820	1,3275

Nusseltovo číslo pro proudění v NTO1: podle rovnice pro přestup tepla při nuceném turbulentním proudění uvnitř trubky.

Podmínka:  $Re > 10^4$  – splněna pro všechny NTO; kapalina se v trubce ohřívá

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot 15207,4576^{0,8} \cdot 4,1894^{0,4} = \quad (3.116) \\ &= 90,4140 \end{aligned}$$

**Tabulka 23 Nusseltovo číslo pro proudění hlavního kondenzátu uvnitř trubek NTO**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
Nu [-]	90,4140	100,4956	112,4689	198,1390	230,3747

Součinitel přestupu tepla na straně hlavního kondenzátu  $\alpha_{HK}$ :

$$\begin{aligned} \alpha_{HK} &= \frac{Nu \cdot \lambda_{HK}}{d_{int}} = \frac{90,4140 \cdot 0,6337}{0,016} \quad (3.117) \\ &= 3580,6803 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

**Tabulka 24 Součinitel přestupu tepla na straně hlavního kondenzátu jednotlivých NTO**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$\alpha_{HK} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	3580,6803	4107,0561	4720,6047	8430,1351	9848,5166

### 3.6.3 Součinitel přestupu tepla na straně páry $\alpha_p$

Součinitel přestupu tepla na straně páry není jednoduché vypočítat, jelikož se jedná o mezitrubkový prostor, ve kterém navíc dochází ke změně fáze média. Bylo by nezbytné znát veškeré detaily o výměníku. Proto je zvolen jiný způsob výpočtu. Z rovnice tepelné bilance se vypočítá tepelný tok, který prochází přes teplosměnnou plochu výměníku. Z rovnice pro prostup tepla ve výměníku lze dále vyjádřit hledaný součinitel přestupu tepla na straně páry. Lze zanedbat změnu tohoto součinitel při změně průtoku hlavního kondenzátu, tzn. při optimalizaci zůstává konstantní.

Tepelný tok procházející přes teplosměnnou plochu NTO1 se vypočte z rovnice tepelné bilance:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{NTO1} &= \dot{m}_{HK1} \cdot (h_{HK2} - h_{HK1}) = \\ &= 226,042 \cdot (199,2358 - 150,7618) \cdot 1000 = \quad (3.118) \\ &= 10\,957\,145,61 \text{ W} \end{aligned}$$

**Tabulka 25 Tepelný tok procházející přes teplosměnné plochy NTO**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$\dot{Q}_{NTOi} [\text{kW}]$	10957,14561	22235,67297	19754,27671	21612,18061	30654,79975

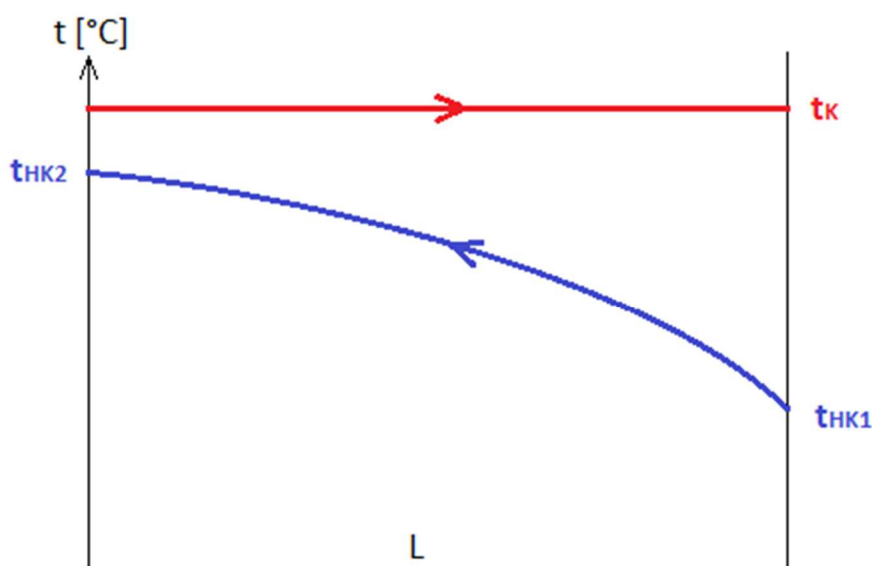
Parametry nutné k výpočtu  $\alpha_p$ :

Tepelná vodivost trubky: pro materiál 17248.4 (tento materiál je ve všech NTO stejný; jedná se o konstrukční vysoce legovanou ocel kalenou). Závislost tepelné vodivosti na teplotě je zanedbána.

$$\lambda_{tr} = 15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.119)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

Ve všech NTO se pro ohřev využívá hlavně teplo uvolněné při kondenzaci. Sice dochází k podchlazení kondenzátu, ale hlavní složkou předávaného tepla je latentní teplo. Proto se při výpočtu logaritmického spádu uvažuje stejná teplota média v topné větvi na vstupu i výstupu z NTO (teplota kondenzace), jak lze vidět na obrázku 9.



**Obrázek 9 Průběh teplot v NTO**

Teplota kondenzace v odběru: Ve skutečnosti není teplota kondenzace konstantní, ale mírně se snižuje. V rámci této práce postačí uvažovat konstantní teplotu kondenzace stejnou jako je teplota syté páry v odběru. Teplota kondenzace je tedy funkcí tlaku a suchosti  $x = 1$ .

$$t_K = f(p_{l.odběr}; x = 1) = 57,7989 \text{ °C} \quad (3.120)$$

**Tabulka 26 Teplota kondenzace**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$t_K \text{ [°C]}$	57,7989	81,5648	103,8085	124,3333	151,5415

Střední logaritmický teplotní spád:



$$\begin{aligned}\Delta t_{log} &= \frac{\Delta t_V - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_V}{\Delta t_M}\right)} = \frac{(t_K - t_{HK1}) - (t_K - t_{HK2})}{\ln\left(\frac{t_K - t_{HK1}}{t_K - t_{HK2}}\right)} = \\ &= \frac{(57,7989 - 35,6158) - (57,7989 - 47,2544)}{\ln\left(\frac{57,7989 - 35,6158}{57,7989 - 47,2544}\right)} = \\ &= 15,6490 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}\quad (3.121)$$

**Tabulka 27 Střední logaritmický teplotní spád v NTO a teplosměnná plocha [1]**

	NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$\Delta t_{log} [^\circ\text{C}]$	15,6490	20,3033	20,8515	18,6826	18,1003
$S [\text{m}^2]$	610	710	680	715	715
$d [\text{m}]$	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019

Teplosměnná plocha  $S$  a vnější průměr trubek  $d$  jsou ve firemní dokumentaci.

Rovnice pro prostup tepla ve výměníku NTO1:

$$\dot{Q}_{NTO1} = S \cdot k_Z \cdot \Delta t_{log} = \frac{S \cdot \Delta t_{log}}{R_{\alpha_{HK}} + R_{\lambda_{tr}} + R_{\alpha_p}} \quad (3.122)$$

Tepelný odpor proti konvekci na straně kondenzátu  $R_{\alpha_{HK}}$ :

$$\begin{aligned}R_{\alpha_{HK}} &= \frac{d}{\alpha_{HK} \cdot d_{int}} = \frac{0,019}{3580,6803 \cdot 0,016} \\ &= 3,3164 \cdot 10^{-4} \text{ } \text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}\end{aligned}\quad (3.123)$$

Tepelný odpor proti vedení tepla stěnou trubky  $R_{\lambda_{tr}}$ :

$$\begin{aligned}R_{\lambda_{tr}} &= \frac{d}{2 \cdot \lambda_{tr}} \cdot \ln\left(\frac{d}{d_{int}}\right) = \frac{0,019}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,019}{0,016}\right) = \\ &= 1,0884 \cdot 10^{-4} \text{ } \text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}\end{aligned}\quad (3.124)$$

Tepelný odpor proti konvekci na straně syté páry  $R_{\alpha_p}$ :

$$R_{\alpha_p} = \frac{1}{\alpha_p} \quad (3.125)$$

Dosazením rovnice (3.125) do rovnice (3.122) lze vyjádřit součinitel přestupu tepla na straně páry  $\alpha_p$ :

$$\begin{aligned}\alpha_p &= \left( \frac{S \cdot \Delta t_{log}}{\dot{Q}_{NTO1}} - R_{\alpha_{HK}} - R_{\lambda} \right)^{-1} = \\ &= \left( \frac{610 \cdot 15,6490}{10957145,61} - 3,3164 \cdot 10^{-4} - 1,0884 \cdot 10^{-4} \right)^{-1} = \\ &= 2321,6663 \text{ } \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (3.126)$$

Stejně se vypočítají i součinitele přestupu tepla na straně páry  $\alpha_p$  pro ostatní NTO:

**Tabulka 28 Parametry pro výpočet  $\alpha_p$** 

	NT01	NT02	NT03	NT04	NT05
$R_{\alpha HK} [m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$	$3,3164 \cdot 10^{-4}$	$2,8914 \cdot 10^{-4}$	$2,5156 \cdot 10^{-4}$	$1,4086 \cdot 10^{-4}$	$1,2058 \cdot 10^{-4}$
$R_{\lambda tr} [m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$	$1,0844 \cdot 10^{-4}$	$1,0844 \cdot 10^{-4}$	$1,0844 \cdot 10^{-4}$	$1,0844 \cdot 10^{-4}$	$1,0844 \cdot 10^{-4}$
$\alpha_p [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	<b>2321,6663</b>	<b>3994,8492</b>	<b>2798,1797</b>	<b>2714,5928</b>	<b>5187,7881</b>

Vypočítané součinitele přestupu tepla na straně páry  $\alpha_p$  se uvažují při optimalizaci konstantní.

### 3.7 Výpočet teploty směsi za SPP po zástřiku

Teplota směsi kondenzátu z topné páry odváděného ze systému SPP a hlavního kondenzátu vstřikovaného pomocí kondenzátního čerpadla II° musí být nižší než teplota syté kapaliny pro tlak v potrubní trase (aby nedocházelo ke kavitačnímu opotřebení, popř. rázy v potrubí).

Kondenzáty odváděné z I° a z II° přihřívání systému SPP je možné po jejich smísení považovat za jeden proud (index SPP5), který se následně mísí s hlavním kondenzátem (index HK) a vytvoří směs, (index SPP\_cold). Zadané parametry jednotlivých proudů jsou uvedeny v tabulce 29. Teplota kondenzátu za SPP není známa, nicméně je zvolena o 3 stupně nižší, než je teplota odběru č. VII, aby došlo ke kompletní kondenzaci páry.

$$T_{SPP5} = 192 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.127)$$

Entalpie zástřiku je rovna entalpii HK na výstupu z KČ II°. Tlak zástřiku je snížen vlivem armatur na tlak 1,422 MPa, což odpovídá tlaku topné kondenzátu za SPP a může dojít k mísení.

$$h_{zástřik} = h_{out\_KČII} = 150,762 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.128)$$

$$p_{zástřik} = 1,422 \text{ MPa} \quad (3.129)$$

$$T_{zástřik} = 35,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.130)$$

**Tabulka 29 Zadané parametry kondenzátů [1]**

	SPP5	zástřik	SPP_cold
$\dot{m} [\text{kg/s}]$	22,2585	8,8	?
$p [\text{MPa}]$	1,422	1,422	1,422
$T [^\circ\text{C}]$	192	35,6	?
$h [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	820,0196	150,762	?

V tabulce 29 je entalpie kondenzátu za SPP (index SPP5) vypočtena jako funkce tlaku a teploty.

Nejprve se stanoví výsledný průtok směsi, přičemž se vychází z rovnice kontinuity.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{SPP\_cold} &= \dot{m}_{SPP5} + \dot{m}_{zástřik} = 22,2585 + 8,8 = \\ &= 31,0585 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (3.131)$$

Teplo předané studenějšímu proudu je rovno teplu odevzdané teplejším proudem. Neboli, tepelný tok vstupující do soustavy je roven vystupujícímu tepelnému toku.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{out} \quad (3.132)$$

$$\dot{m}_{SPP5} \cdot h_{SPP5} + \dot{m}_{zástřík} \cdot h_{zástřík} = \dot{m}_{SPP\_cold} \cdot h_{SPP\_cold} \quad (3.133)$$

Entalpie směsi:

$$\begin{aligned} h_{SPP\_cold} &= \frac{\dot{m}_{SPP5} \cdot h_{SPP5} + \dot{m}_{Hzástřík} \cdot h_{zástřík}}{\dot{m}_{SPP\_cold}} = \\ &= \frac{22,2585 \cdot 820,0196 + 8,8 \cdot 150,762}{31,0585} \\ &= 630,3947 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (3.134)$$

Teplota sestříknutého kondenzátu ze SPP:

$$T_{SPP\_cold} = f(h_{SPP\_cold}, p_{SPP\_cold}) = 149,4545 \text{ °C} \quad (3.135)$$

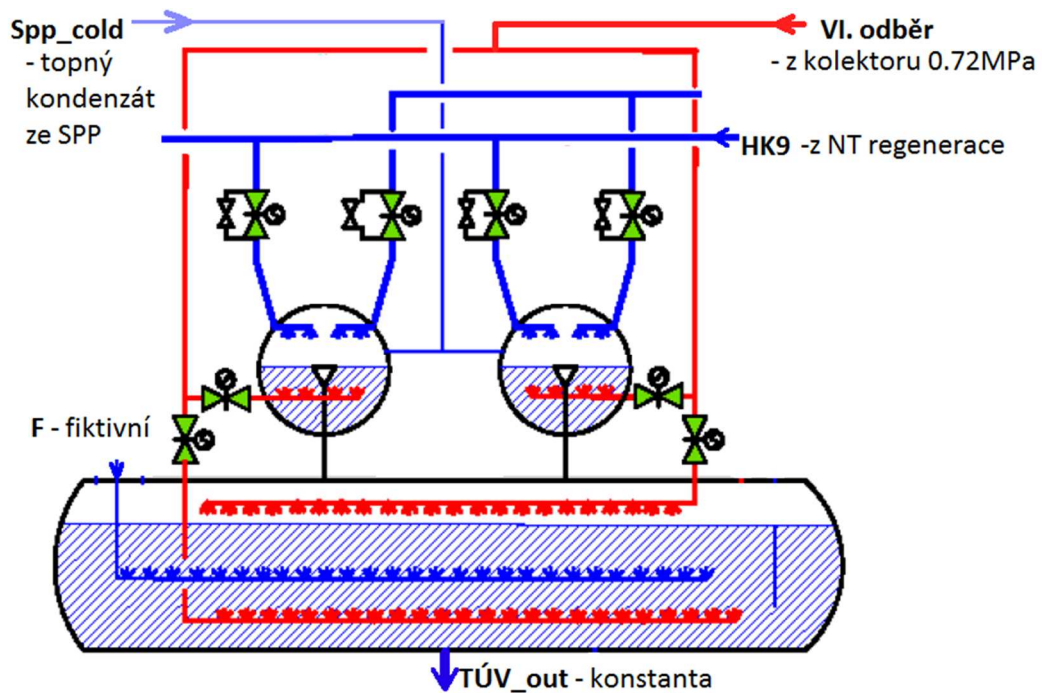
Výsledná teplota po smísení odpovídá  $t_{SPP\_cold} = 149 \text{ °C}$ . Tím je splněna podmínka, že směs v potrubí nezačíná částečně vařit. Tento rozdíl je ale poměrně velký. Lze snížit množství zástříku, aby kondenzát z SPP přitékal do TÚV o něco teplejší a tím by zároveň procházelo větší množství kondenzátu přes NTR.

### 3.8 Výpočet tepelné úpravy vody (TÚV)

Součástí TÚV je napájecí nádrž, jejíž schéma je na obr. 10. Vstupuje do ní HK9 z NTR, kondenzát z topných par ze systému SPP přes termické odplynováky a pára z kolektoru 0,7 MPa (VI. odběr), která dohřívá kondenzát v termických odplynovačích na požadovanou teplotu. Z NN vystupuje napájecí voda do napájecích čerpadel (index TÚV\_out). V NN je teplota kondenzátu udržována na 166 °C a tlak na hodnotě 0,72 MPa.

$$T_{TUV\_out} = T_{NN} = 166 \text{ °C} \quad (3.136)$$

$$p_{TUV\_out} = p_{NN} = 0,72 \text{ MPa} \quad (3.137)$$



Obrázek 10 Systém TUV

Množství napájecí vody odebírané jedním napájecím čerpadlem (NČ) je na obr.1 a odpovídá hodnotě 732 t/h. Při nominálním provozu bloku pracují v napájecí stanici čtyři NČ, přičemž by se dalo říct, že pro jedno turbosoustrojí pracují dvě NČ. Výstup z jedné NN je roven:

$$\dot{m}_{TUV\_out} = 2 \cdot \frac{732 \cdot 1000}{3600} = 406,66667 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.138)$$

Entalpie napájecí vody proudící do NČ je funkcí tlaku a teploty:

$$h_{TUV\_out} = f(p_{TUV\_out}; T_{TUV\_out}) = 701,7150 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.139)$$

Tabulka 30 Parametry vstupů a výstupů z NN

index	$\dot{m}$ [kg/s]	$h$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
HK9	295,6055	609,7932
SPP_cold	31,0585	630,3947
VI. odběr	10,2138	2591,1326
TUV_out	406,6667	701,7150

Dále jsou zde další vstupy a výstupy, které nejsou pro tento výpočet zvláště významné. Uvažuje se, že budou všechny konstantní. Proto se zavede jakási fiktivní hodnota vstupu do TUV, která zůstane konstantní i při změně zástríku.

Z rovnice kontinuity lze vypočítat hmotnostní průtok fiktivní hodnoty:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_F &= \dot{m}_{TUV\_out} - \dot{m}_{HK9} - \dot{m}_{SPP\_cold} - \dot{m}_{VI\_odběr} = \\
&= 406,667 - 295,605 - 31,0585 - 10,2138 = \quad (3.140) \\
&= 69,7887 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}
\end{aligned}$$

Pro NN se zanedbávají tepelné ztráty do okolí a ze zákona zachování energie vyplývá:

$$\begin{aligned}
h_F \cdot \dot{m}_F + \dot{m}_{HK9} \cdot h_{HK9} + \dot{m}_{SPP\_cold} \cdot h_{SPP\_cold} + \dot{m}_{VI\_odběr} \cdot h_{VI\_odběr} = \\
= \dot{m}_{TUV\_out} \cdot h_{TUV\_out} \quad (3.141)
\end{aligned}$$

Z rovnice (3.141) lze vypočítat entalpii fiktivního vstupu do NN:

$$\begin{aligned}
h_F &= \frac{\dot{m}_{TUV\_out} \cdot h_{TUV\_out}}{\dot{m}_F} - \quad (3.142) \\
&\quad - \frac{\dot{m}_{HK9} \cdot h_{HK9} + \dot{m}_{SPP\_cold} \cdot h_{SPP\_cold} + \dot{m}_{VI\_odběr} \cdot h_{VI\_odběr}}{\dot{m}_F} \\
&= \frac{406,6667 \cdot 701,7150}{69,7887} - \\
&\quad - \frac{295,6055 \cdot 609,7932 + 31,0585 \cdot 630,3947 + 10,2138 \cdot 2591,1326}{69,7887} \\
&= 846,2859 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}
\end{aligned}$$

## 4 Výpočet optimalizace

Jak již bylo zmíněno, snížením zástřiku bude přitékat do NN teplejší kondenzát ze SPP a také bude proudit větší množství hlavního kondenzátu přes NTR. V jednotlivých NTO se zvýší také rychlost proudění HK. Jelikož se HK zdrží v každém výměníku kratší dobu, pak při nezměněném tepelném výkonu jednotlivých NTO by teplota HK na výstupu z NTR byla nižší. Zvýšením průtoku HK však také dojde ke zvýšení množství topných par (podrobněji v kapitole „Navýšení hmotnostního průtoku v odběrech vlivem NTR“), čímž se zvýší tepelný výkon NTO. Nárůst tepelného výkonu NTO způsobí nárůst teploty HK za NTR. Není tedy zcela jisté, zda vliv změny průtoku HK v NTR bude pozitivní, či negativní vůči teplotě HK na výstupu NTR (nutné dopočítat). Nicméně, zvýšením tepelného výkonu se zvýší množství tepelné energie, která je předávána HK. Z tohoto důvodu bude požadavek na dohřátí parovodní směsi nižší. Dohřátí se provádí VI. odběrem. Provede se odhad snížení průtoku v VI. odběru o krok  $k = 0,5 \text{ kg/s}$ . *Všechny veličiny označené s čarou označují změněnou hodnotu po optimalizaci.*

$$\begin{aligned}
\dot{m}'_{VI\_odběr} &= \dot{m}_{VI\_odběr} - k = 10,21389 - 0,5 = \\
&= 9,71389 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.1)
\end{aligned}$$

Ve všech následujících odběrech a výstupech z turbíny dojde k navýšení průtoku o poměrnou část.

## 4.1 Zvýšení průtoku v jednotlivých částech turbíny a SPP

V jednotlivých částech turbíny dojde k navýšení průtoku. Hmotnostní průtok páry v části VT dílu PT (od VI. odběru po výstup) bude větší o navržený krok.

$$\begin{aligned}\dot{m}'_{out\_VT} &= \dot{m}_{out\_VT} + k = 305,1805 + 0,5 = \\ &= 305,6805 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.2)$$

V jednotlivých odběrech se zvýší hmotnostní průtok páry podle procentuálního zastoupení v původním průtoku páry na výstupu z VT PT.

V. odběr:

$$\begin{aligned}\dot{m}'_{V.odběr} &= \dot{m}_{V.odběr} + k \cdot \frac{\dot{m}_{V.odběr}}{\dot{m}_{out\_VT}} \\ &= 16,29167 + 0,5 \cdot \frac{16,29167}{305,6805} = \\ &= 16,3183 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.3)$$

Vstup do SPP:

$$\begin{aligned}\dot{m}'_{SPP\_in} &= \dot{m}'_{out\_VT} - \dot{m}'_{V.odběr} = 305,6805 - 16,3183 \\ &= 289,3622 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.4)$$

Výstup ze SPP a zároveň vstup do NT PT:

$$\begin{aligned}\dot{m}'_{SPP2} &= \dot{m}_{SPP2} + k \cdot \frac{\dot{m}_{SPP2}}{\dot{m}_{out\_VT}} = 254,0278 + 0,5 \cdot \frac{254,0278}{305,6805} = \\ &= 254,44397 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.5)$$

SPP1:

$$\dot{m}'_{SPP1} = \dot{m}'_{SPP2} = 254,44397 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\quad (4.6)$$

Separát:

$$\begin{aligned}\dot{m}'_{Separát} &= \dot{m}'_{SPP\_in} - \dot{m}'_{SPP2} = 305,6805 - 254,44397 = \\ &= 34,91822 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.7)$$

IV. odběr:

$$\begin{aligned}\dot{m}'_{IV.odběr} &= \dot{m}_{IV.odběr} + k \cdot \frac{\dot{m}_{IV.odběr}}{\dot{m}_{out\_VT}} = \\ &= 9,52222 + 0,5 \cdot \frac{9,52222}{305,6805} = 9,5378 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.8)$$

III. odběr:

$$\begin{aligned}\dot{m}'_{III.odběr} &= \dot{m}_{III.odběr} + k \cdot \frac{\dot{m}_{III.odběr}}{\dot{m}_{out_{VT}}} = \\ &= 8,888889 + 0,5 \cdot \frac{8,888889}{305,6805} = \\ &= 8,9035 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.9)$$

II. odběr:

$$\begin{aligned}\dot{m}'_{II.odběr} &= \dot{m}_{II.odběr} + k \cdot \frac{\dot{m}_{II.odběr}}{\dot{m}_{out_{VT}}} = 10 + 0,5 \cdot \frac{10}{305,6805} = \\ &= 10,0164 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.10)$$

I. odběr

$$\begin{aligned}\dot{m}'_{I.odběr} &= \dot{m}_{I.odběr} + k \cdot \frac{\dot{m}_{I.odběr}}{\dot{m}_{out_{VT}}} = \\ &= 4,563889 + 0,5 \cdot \frac{4,563889}{305,6805} = \\ &= 4,5714 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.11)$$

Výstup z 1. NT dílu PT:

$$\begin{aligned}\dot{m}'_{out1\_NT} &= \dot{m}_{out1\_NT} + k \cdot \frac{\dot{m}_{out1\_NT}}{\dot{m}_{out_{VT}}} = \\ &= 109,444 + 0,5 \cdot \frac{109,444}{305,6805} = \\ &= 109,6238 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.12)$$

Výstup z 2. NT dílu PT:

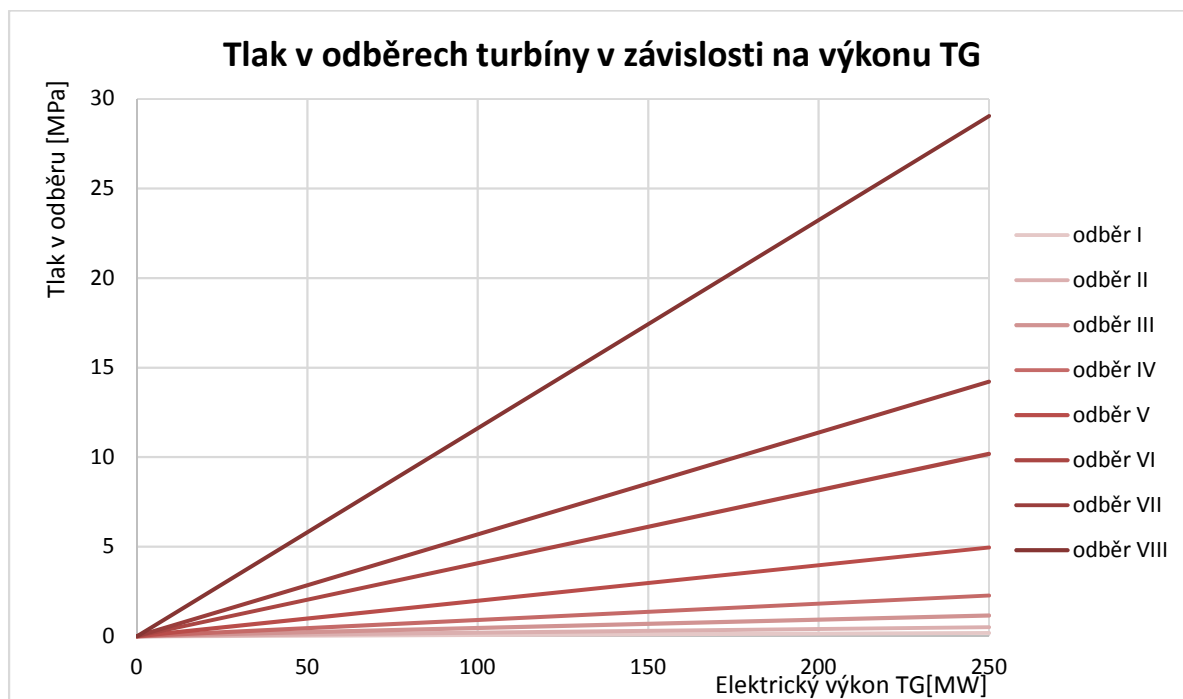
$$\begin{aligned}\dot{m}'_{out2\_NT} &= \dot{m}_{out2\_NT} + k \cdot \frac{\dot{m}_{out2\_NT}}{\dot{m}_{out_{VT}}} = \\ &= 110,833 + 0,5 \cdot \frac{110,833}{305,6805} = \\ &= 111,0149 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.13)$$

EPK:

$$\begin{aligned}\dot{m}'_{EPK} &= \dot{m}_{EPK} + k \cdot \frac{\dot{m}_{EPK}}{\dot{m}_{out_{VT}}} = 14,564 + 0,5 \cdot \frac{14,564}{305,6805} = \\ &= 14,589 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.14)$$

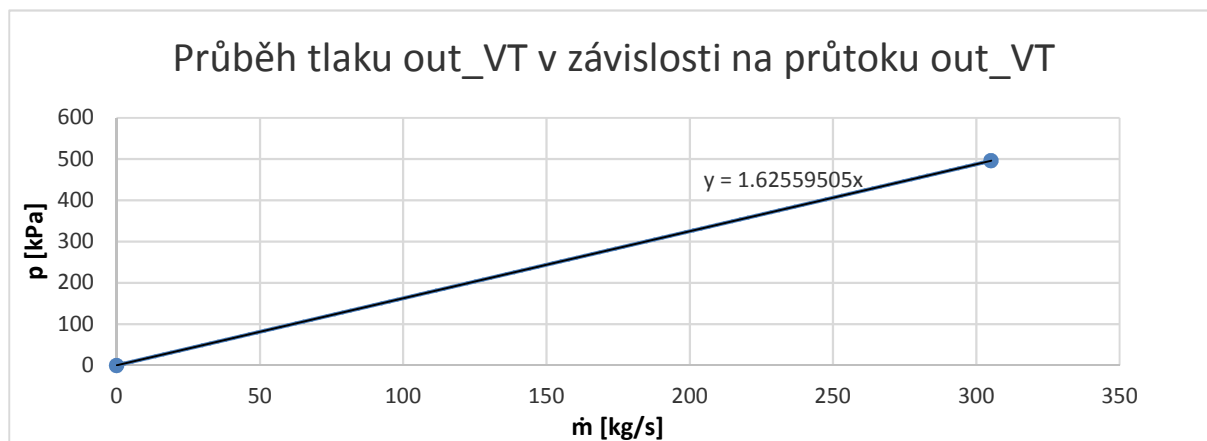
## 4.2 Zvýšení tlaku v jednotlivých částech turbíny a SPP

Tlak páry v odběrech PT se mění v závislosti na výkonu PT poměrně lineárně podle následujícího grafu:



Lze tedy tvrdit, že tlak v odběrech PT poroste lineárně s rostoucím průtokem v odběru. Při uvažovaných změnách hmotnostního průtoku zástřiku bude docházet k největším změnám až od VI. odběru PT, resp. změny v odběrech č. VIII, VII (při jmenovitém výkonu PT a měnícím se průtoku v zástřiku) budou velmi malé, proto se tyto změny zanedbávají. V VI. odběru se pro zjednodušení uvažuje stejný tlak jako před optimalizací. V kolektoru 0,7 MPa bude potom tlak také stejný.

Tlak na výstupu z VT PT roste podle rovnice přímky dle následujícího grafu:





$$p'_{out\_VT} = 1,625595 \cdot \dot{m}'_{out\_VT} = 1,625595 \cdot 305,6805 \\ = 496,9128 \text{ kPa} \quad (4.15)$$

Tlak v odběru č. V a na vstupu do SPP je stejný jako na výstupu z VT PT

$$p'_{V.odběr} = p'_{SPP\_in} = p'_{out\_VT} = 496,9128 \text{ kPa} \quad (4.16)$$

Pro zjednodušení se po zvýšení průtoku přes SPP uvažují stejné tlakové ztráty jako při původním průtoku. Tlak pracovní páry na vstupu do NT PT se vypočítá následovně:

$$p'_{SPP2} = p'_{SPP\_in} - (p_{SPP\_in} - p_{SPP2}) = \\ = 496,9128 - (496,1 - 481) = 481,8128 \text{ kPa} \quad (4.17)$$

Tlak za separátorem:

$$p'_{SPP1} = p'_{SPP\_in} - (p_{SPP\_in} - p_{SPP1}) = \\ = 496,9128 - (496,1 - 491,363) = \\ = 492,1758 \text{ kPa} \quad (4.18)$$

Tlaky všech vstupů a výstupů z NT PT se budou navyšovat úměrně jako výstup z VT PT, tedy podle rovnice (4.15) pouze s vlastní směrnicí přímk. Jednotlivé směrnice se vypočítají jako poměr mezi původním tlakem v daném odběru, resp. na výstupu, a odpovídajícím původním hmotnostním průtokem.

**Tabulka 31 Směrnice přímek pro navýšení tlaku na p'**

index	směrnice	p' [kPa]
IV. odběr	0,0238914819	227,9
III. odběr	0,01305	116,1900
II. odběr	0,00505	50,5827
I. odběr	0,003944	18,029
out1_NT	0,00005756	6,3099
out2_NT	0,00004421	4,9079

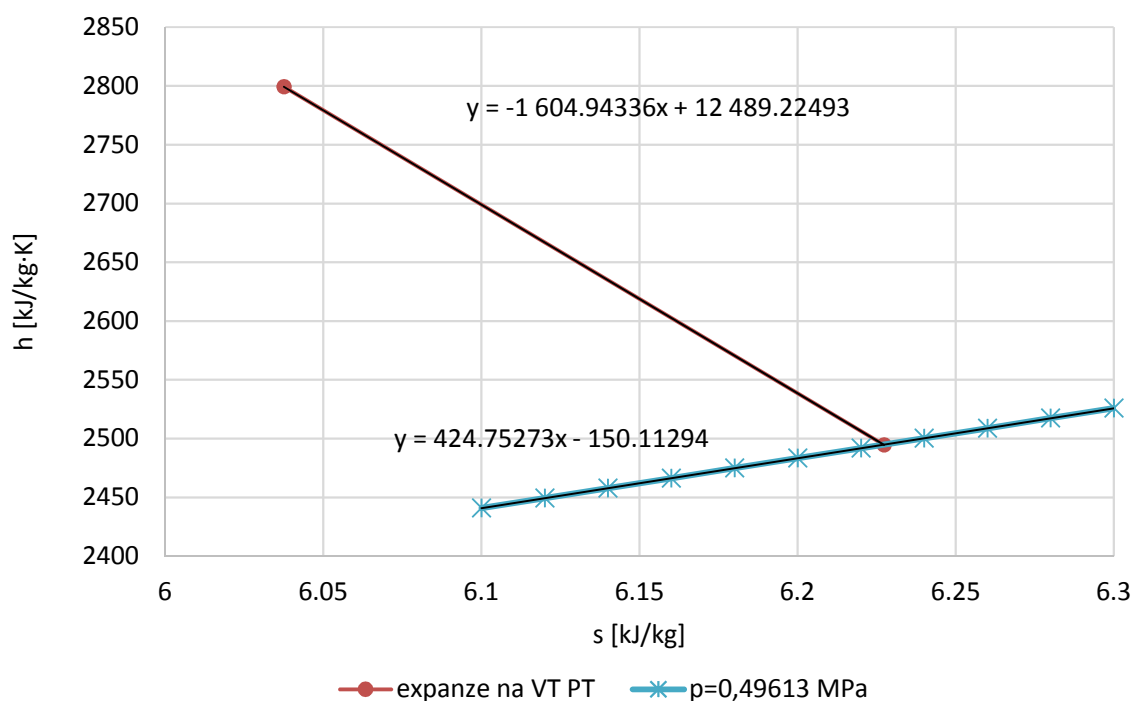
## 4.3 Entalpie v jednotlivých částech turbíny a SPP

### 4.3.1 Vysokotlaká část turbíny

Entalpie ve vysokotlaké části turbíny jsou stejné po snížení průtoku v VI. odběru jako v původním stavu až na výstup z turbíny. Výpočet entalpie ve výstupním hrdle VT PT se provede sestavením h-s diagramu. Příмка expanze je stejná jako původní, pouze se změní tlak na výstupu. Vykreslení izobary se stanoví stejným způsobem jako v kap. 3.1.1.

Tabulka 32 Entalpie pro daný tlak a entropii v V. odběru

$s \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$h_{p^*=0,496913 \text{ MPa}}$ $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
6,1	2440,8787
6,12	2449,3738
6,14	2457,8688
6,16	2466,3639
6,18	2474,8590
6,2	2483,3540
6,22	2491,8490
6,24	2500,3441
6,26	2508,8391
6,28	2517,3342
6,3	2525,8292

**h-s diagram pro expanzi ve VT PT**

Z diagramu lze stanovit hodnotu entalpie pro daný odběr.

Rovnice expanze VT PT:

$$h = -1604,9 \cdot s + 12489 \quad (4.19)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 0,4969128 MPa:

$$h = 424,75273 \cdot s - 150,11294 \quad (4.20)$$

Dosazením rovnice (4.19) do rovnice (4.20) lze vyjádřit entropii páry v VIII. odběru.

$$s'_{out\_VT} = \frac{12489 + 150,11294}{424,75273 + 1604,9} = 6,22721 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.21)$$

Entalpie ve výstupním hrdle VT PT:

$$h'_{out\_VT} = f(p'_{out\_VT}; s'_{out\_VT}) = 2494,9103 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.22)$$

V odběru č. V a na vstupu do SPP je entalpie stejná jako na výstupu z VT PT.

$$h'_{V.odběr} = h'_{SPP\_in} = h'_{out\_VT} = 2494,9103 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.23)$$

#### 4.3.2 Systém separace a přehřívání

Pro zjednodušení bude uvažováno, že v separátoru dojde k mechanickému odstranění vlhkosti na stejnou suchost jako v původním výpočtu.

$$x'_{SPP1} = x_{SPP1} = 0,99515 \quad (4.24)$$

Entalpie za separátorem je funkcí tlaku a suchosti:

$$h'_{SPP1} = f(p'_{SPP1}; x'_{SPP1}) = 2736,8552 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.25)$$

Parametry topné páry v přehříváči jsou stejné jako před optimalizací. Průtok pracovní páry je mírně vyšší. Z pohledu přestupu tepla můžeme tuhle malou změnu průtoku zanedbat a uvažuje se tedy, že se nemění tepelný tok procházející přes teplosměnnou plochu přehříváče.

$$\dot{Q}_{pp} = \dot{Q}'_{pp} = \dot{m}'_{SPP1} \cdot (h'_{SPP2} - h'_{SPP1}) \quad (4.26)$$

Z rovnice (4.26) lze vyjádřit entalpii pracovní páry na výstupu ze SPP:

$$\begin{aligned} h'_{SPP2} &= \frac{\dot{Q}'_p}{\dot{m}'_{SPP1}} + h'_{SPP1} = \frac{41690,36184}{254,4439704} + 2736,8552 = \\ &= 2900,7399 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.27)$$

Teplotu separátu lze předpokládat stejnou jako teplotu pracovní páry za separátorem, která je funkcí tlaku a entalpie:

$$T'_{Sep} = T'_{SPP1} = f(p'_{SPP1}; h'_{SPP1}) = 151,6030 \text{ °C} \quad (4.28)$$

Entalpie separátu je funkcí suchosti a teploty.

$$h'_{Sep} = f(x_{Sep} = 0; T'_{Sep}) = 639,1772 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.29)$$

### 4.3.3 Nízkotlaká část turbíny

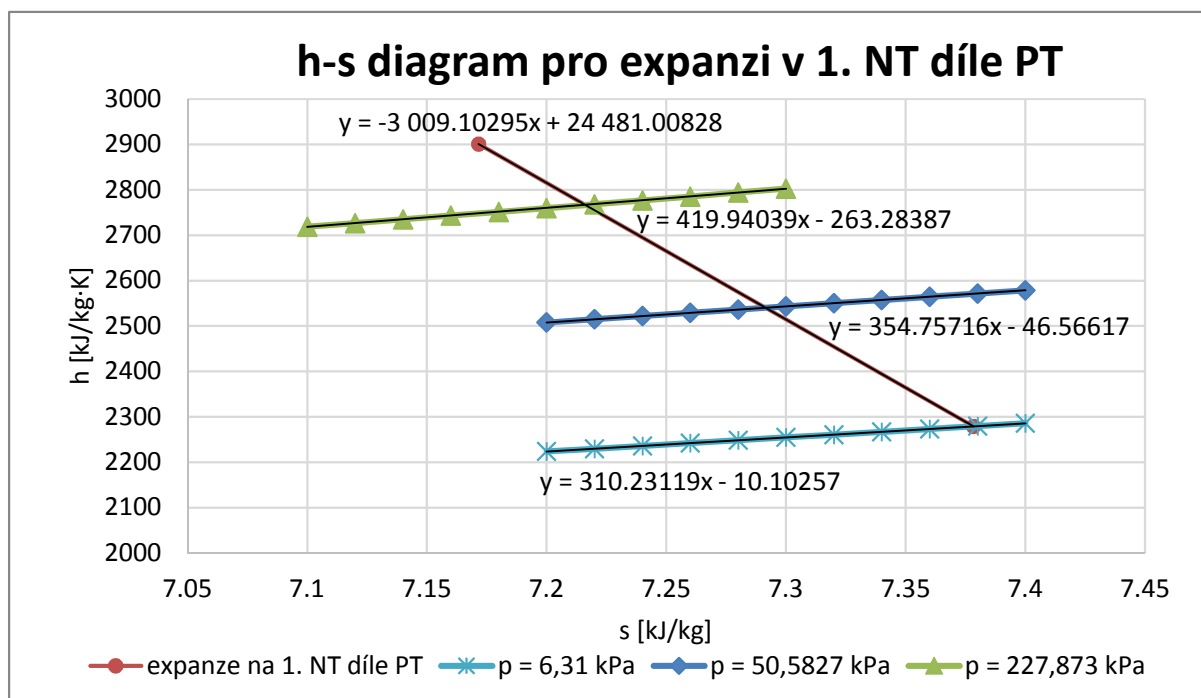
V nízkotlakých dílech turbíny se pro zjednodušení stejně jako u VT dílu uvažují stejné přímky expanze jako při původním výpočtu.

#### 1. NT díl PT:

Nejdříve se provede vykreslení izobar odpovídajících IV. a II. odběru PT po navýšení průtoku. Dále se také musí stanovit entalpie ve výstupním hrdle, jelikož se tlak v tomto bodě zvýší.

**Tabulka 33 Entalpie pro daný tlak a entropii na výstupu NT PT a v odběru IV a II**

	IV. odběr		II. odběr		out1_NT
s [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$h'_{p=227,9\text{kPa}}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	s [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$h'_{p=50,5827\text{kPa}}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	s [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$h'_{p=6,31\text{kPa}}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
7,1	2718,898892	7,2	2507,68539	7,2	2223.561981
7,12	2726,937694	7,22	2514,780533	7,22	2229.766605
7,14	2735,053356	7,24	2521,875676	7,24	2235.971229
7,16	2743,248131	7,26	2528,970819	7,26	2242.175852
7,18	2751,52323	7,28	2536,065962	7,28	2248.380476
7,2	2759,879373	7,3	2543,161106	7,3	2254.5851
7,22	2768,317106	7,32	2550,256249	7,32	2260.789724
7,24	2776,836974	7,34	2557,351392	7,34	2266.994347
7,26	2785,439603	7,36	2564,446535	7,36	2273.198971
7,28	2794,125724	7,38	2571,541678	7,38	2279.403595
7,3	2802,896179	7,4	2578,636822	7,4	2285.608219



Z diagramu lze stanovit hodnotu entalpii pro daný odběr.

Rovnice expanze 1. NT dílu PT:

$$h = -3009,103 \cdot s + 24481,008 \quad (4.30)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 227,873 kPa:

$$h = 419,94039 \cdot s - 263,28387 \quad (4.31)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 50,5827 kPa:

$$h = 354,75716 \cdot s - 46,56617 \quad (4.32)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 6,310 kPa:

$$h = 310,23119 \cdot s - 10,10257 \quad (4.33)$$

Dosazením rovnice (4.30) do rovnice (4.31) lze vyjádřit entropii páry ve IV. odběru.

$$s'_{IV.odběr} = \frac{24481,008 + 263,28387}{419,94039 + 3009,103} = 7,2161 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.34)$$

Entalpie ve IV. odběru:

$$\begin{aligned} h'_{IV.odběr} &= f(p'_{IV.odběr}; s'_{IV.odběr}) = \\ &= 2766,6619 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.35)$$

Dosazením rovnice (4.30) do rovnice (4.32) lze vyjádřit entropii páry ve II. odběru.

$$s'_{II.odběr} = \frac{24481,008 + 46,56617}{354,75716 + 3009,103} = 7,2915 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.36)$$

Entalpie ve II. odběru:

$$\begin{aligned} h'_{II.odběr} &= f(p'_{II.odběr}; s'_{II.odběr}) = \\ &= 2540,1445 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.37)$$

Dosazením rovnice (4.30) do rovnice (4.33) lze vyjádřit entropii páry v bodě out1\_NT:

$$s'_{out1\_NT} = \frac{24481,008 + 10,10257}{310,23119 + 3009,103} = 7,37832 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.38)$$

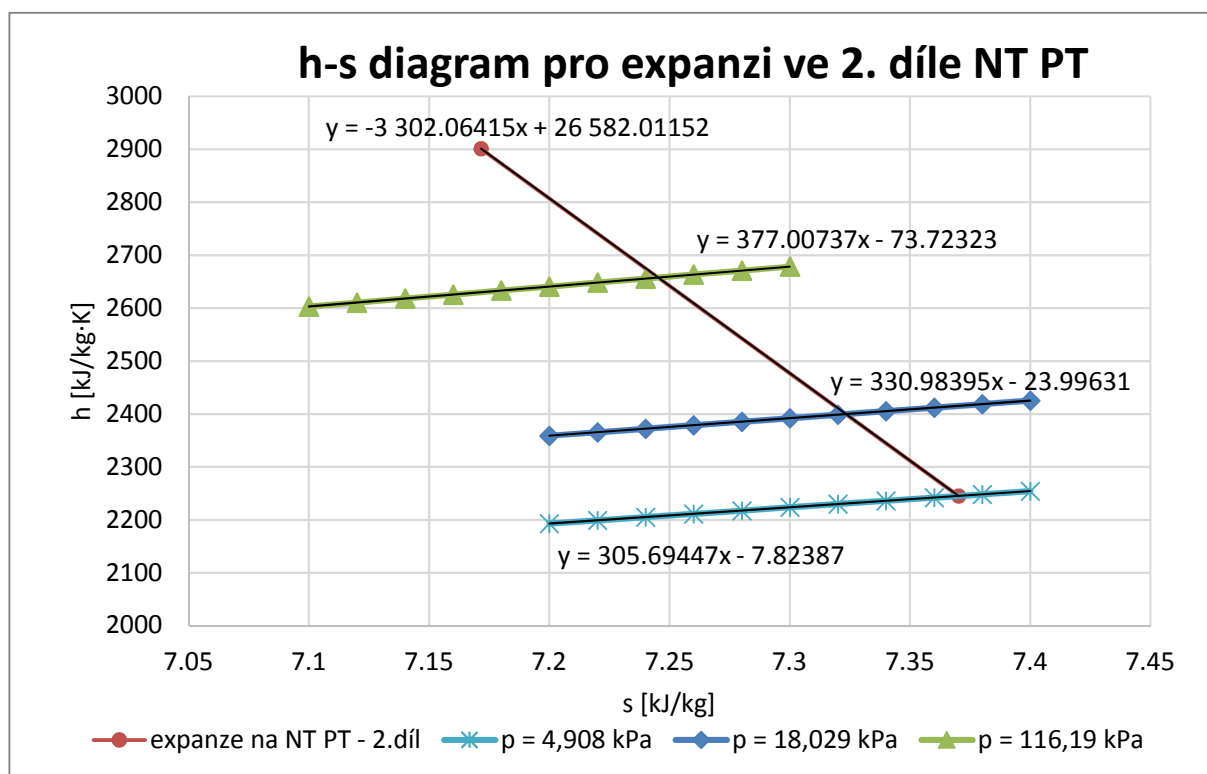
Entalpie v bodě out1\_NT:

$$\begin{aligned} h'_{out1\_NT} &= f(p'_{out1\_NT}; s'_{out1\_NT}) = \\ &= 2278,8825 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.39)$$

2. NT díle PT: Entalpie ve 2. díle se stanoví stejně jako v 1. díle.

**Tabulka 34 Entalpie pro daný tlak a entropii na výstupu NT PT a v odběru III a I**

	III. odběr		I. odběr		out2_NT
s [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	h <sub>p'</sub> =116,19kPa [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	s [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	h <sub>p'</sub> =18,029kPa [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	s [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	h <sub>p'</sub> =4,908kPa [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
7,1	2603,029092	7,2	2359,088149	7,2	2193,176329
7,12	2610,56924	7,22	2365,707828	7,22	2199,290218
7,14	2618,109387	7,24	2372,327507	7,24	2205,404108
7,16	2625,649534	7,26	2378,947186	7,26	2211,517997
7,18	2633,189682	7,28	2385,566865	7,28	2217,631887
7,2	2640,729829	7,3	2392,186544	7,3	2223,745776
7,22	2648,269977	7,32	2398,806223	7,32	2229,859666
7,24	2655,810124	7,34	2405,425902	7,34	2235,973555
7,26	2663,350271	7,36	2412,045581	7,36	2242,087444
7,28	2670,890419	7,38	2418,66526	7,38	2248,201334
7,3	2678,430566	7,4	2425,284939	7,4	2254,315223



Z diagramu lze stanovit hodnotu entalpii pro daný odběr.

Rovnice expanze 2. NT dílu PT:

$$h = -3302,064 \cdot s + 26582,012 \quad (4.40)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 116,19 kPa:

$$h = 377,00737 \cdot s - 73,72323 \quad (4.41)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 18,029 kPa:

$$h = 330,98395 \cdot s - 23,99631 \quad (4.42)$$

Rovnice lineární regrese pro tlak 4,908 kPa:

$$h = 305,69447 \cdot s - 7,82387 \quad (4.43)$$

Dosazením rovnice (4.40) do rovnice (4.41) lze vyjádřit entropii páry ve III. odběru.

$$s'_{III.odběr} = \frac{26582,012 + 73,72323}{377,00737 + 3302,064} = 7,24523 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.44)$$

Entalpie v III. odběru:

$$\begin{aligned} h'_{III.odběr} &= f(p'_{III.odběr}; s'_{III.odběr}) = \\ &= 2657,7835 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.45)$$

Dosazením rovnice (4.40) do rovnice (4.42) lze vyjádřit entropii páry v I. odběru:

$$s'_{I.odběr} = \frac{26582,012 + 23,99631}{377,00737 + 3302,064} = 7,32333 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.46)$$

Entalpie ve I. odběru:

$$h'_{I.odběr} = f(p'_{I.odběr}; s'_{I.odběr}) = 2399,9082 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.47)$$

Dosazením rovnice (4.40) do rovnice (4.43) lze vyjádřit entropii páry v bodě out2\_NT:

$$s'_{out2_{NT}} = \frac{26582,012 + 7,245234}{305,69447 + 3302,064} = 7,37019 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.48)$$

Entalpie v bodě out2\_NT:

$$\begin{aligned} h'_{out2_{NT}} &= f(p'_{out2_{NT}}; s'_{out2_{NT}}) = \\ &= 2245,1998 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.49)$$

## 4.4 Výpočet kondenzátoru turbíny

Bylo uvažováno, že množství cirkulační chladicí vody protékající kondenzátorem se nezmění. Hmotnostní průtok a parametry kondenzující pracovní páry se sice zvýší, ale jen minimálně, proto lze uvažovat konstantní tepelný tok přes teplosměnné plochy kondenzátoru.

$$\begin{aligned} \dot{m}'_{KT_{in}} &= \dot{m}'_{out1_{NT}} + \dot{m}'_{out2_{NT}} = 109,6238 + 111,0149 = \\ &= 220,6378 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.50)$$

Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru turbíny:

$$\begin{aligned} h'_{KT\_in} &= \frac{\dot{m}'_{out1\_NT} \cdot h'_{out1\_NT} + \dot{m}'_{out2\_NT} \cdot h'_{out2\_NT}}{\dot{m}'_{KT\_in}} = \\ &= \frac{109,6238 \cdot 2278,8825 + 111,0149 \cdot 2245,1998}{220,6378} = \\ &= 2261,9442 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.51)$$

Výstup z kondenzátoru turbíny je dán tlakem na vstupu do kondenzátoru. Je známý tepelný tok procházející přes teplosměnnou plochu kondenzátoru, hmotnostní průtok páry na vstupu do kondenzátoru a entalpie na vstupu. Stejně jako před optimalizací je třeba zahrnout do výstupu z kondenzátoru, množství kondenzátu z EPK.

$$\begin{aligned} \dot{m}'_{KT\_out} &= \dot{m}'_{KT\_in} + \dot{m}'_{EPK} = 220,6378 + 14,589 = \\ &= 235,2264 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.52)$$

$$\dot{Q}'_{KT} = \dot{m}'_{KT\_in} \cdot h'_{KT\_in} - \dot{m}'_{KT\_out} \cdot h'_{KT\_out} = \dot{Q}_{KT} \quad (4.53)$$

Výstup z KT:

Entalpie na výstupu z KT se vypočítá úpravou rovnice (4.53):

$$\begin{aligned} h'_{KT\_out} &= \frac{\dot{m}'_{KT\_in} \cdot h'_{KT\_in} - \dot{Q}_{KT}}{\dot{m}'_{KT\_out}} = \\ &= \frac{220,6378 \cdot 2261,9442 - 464288,266}{235,2264} = \\ &= 148,3764 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.54)$$

Další parametry na výstupu z KT:

$$p'_{KT\_out} = p'_{KT\_in} = p'_{out1\_NT} = 6,3099 \text{ kPa} \quad (4.55)$$

$$t'_{KT\_out} = f(p'_{KT\_out}, h'_{KT\_out}) = 35,4329 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.56)$$

## 4.5 Výpočet kondenzátních čerpadla

Výkon kondenzátních čerpadel lze uvažovat stejný jako v původním výpočtu.

$$P'_{KČ} = \dot{m}'_{KT\_out} \cdot (h'_{KČII^{\circ}\_out} - h'_{KT\_out}) = P_{KČ} \quad (4.57)$$

Snadno lze stanovit hodnotu entalpie na výstupu z KČ II<sup>o</sup> úpravou rovnice (4.57):

$$\begin{aligned} h'_{KČII^{\circ}\_out} &= \frac{P_{KČ}}{\dot{m}'_{KT\_out}} + h'_{KT\_out} = \frac{1359,2796}{235,2264} + 148,3764 \\ &= 154,155 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.58)$$



Teplota na výstupu z KČ II je funkcí tlaku a entalpie a je stejná jako teplota na vstupu do NTO1:

$$t'_{KČII^{\circ}_{out}} = f(p'_{KČII^{\circ}_{out}}; h'_{KČII^{\circ}_{out}}) = t'_{HK1} = 36,4283^{\circ}\text{C} \quad (4.59)$$

## 4.6 Výpočet nízkotlaké regenerace

### 4.6.1 Nízkotlaké ohříváky 1, 2 a 3

Předpokládá se, že zvýšení průtoku nízkotlakou regenerací bude mít pozitivní vliv na růst teploty v NN. Za KČ II<sup>o</sup> se bude odebírat menší množství HK na zástřík pro systém SPP. Snížení průtoku v VI. odběru je nejprve odhadnuto o 0,5 kg/s. **Je nutné provést prvotní odhad poklesu hmotnostního průtoku.** Zvolen desetinásobek snížení průtoku v VI. odběru.

$$\begin{aligned} \dot{m}'_{zástřík} &= \dot{m}_{zástřík} - 10 \cdot k = 8,8 - 10 \cdot 0,5 \\ &= 3,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.60)$$

Množství hlavního kondenzátu před vstupem do NTR (index HK1) je o tento zástřík sníženo:

$$\begin{aligned} \dot{m}'_{HK1} &= \dot{m}'_{KT,out} - \dot{m}'_{zástřík} = 235,2264 - 3,8 \\ &= 231,4264 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.61)$$

Přes NTR nyní prochází více kondenzátu. Změní se i tepelný tok procházející přes teplosměnné plochy nízkotlakých ohříváku, přičemž tuto změnu nelze zanedbat. Pro výpočet prostupu tepla, je nezbytné znát součinitele přestupu tepla, které jsou závislé především na rychlosti proudění.

Ostatní parametry HK na vstupu do NTR jsou stejné jako na výstupu z KČ II<sup>o</sup>.

$$t'_{HK1} = t'_{KČII^{\circ}_{out}} = 36,4283^{\circ}\text{C} \quad (4.62)$$

$$p'_{HK1} = p'_{KČII^{\circ}_{out}} = 1,8 \text{ MPa} \quad (4.63)$$

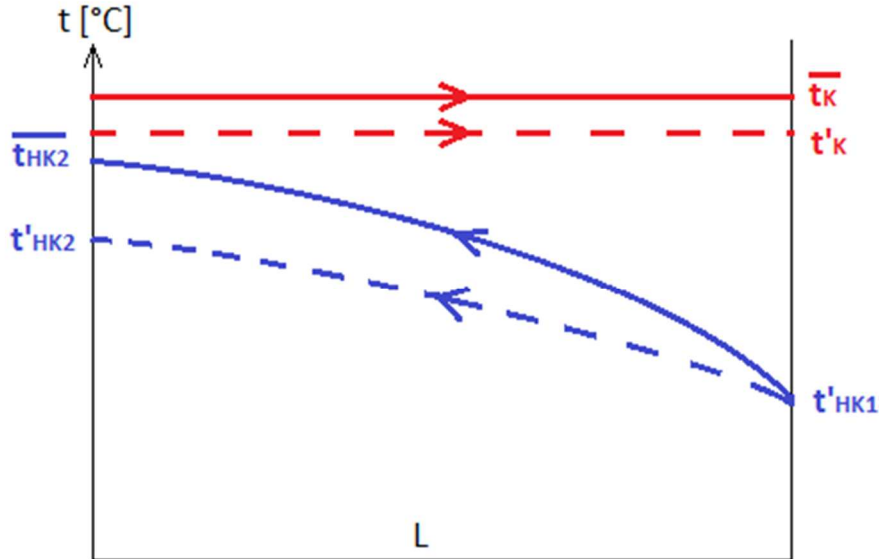
$$h'_{HK1} = h'_{KČII^{\circ}_{out}} = 154,155 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.64)$$

Tlaková difference hlavního kondenzátu v NTO se uvažuje stejná jako před optimalizací

#### 4.6.1.1 Navýšení hmotnostního průtoku v odběrech vlivem NTR

Teplota na vstupu do NTR  $t'_{HK1}$  je již zvýšena, jelikož z kondenzátoru přitéká teplejší kondenzát. Teplota kondenzace  $\bar{t}_K$  na obrázku 11 odpovídá kondenzační teplotě v I. odběru při zvýšeném tlaku  $p'_{I.odběr}$  vlivem vyšších vstupních parametrů do NT PT, jak bylo vypočteno v kap. 4.2. Tento tlak by byl v 1. odběru pokud by se nezměnilo množství HK, které protéká v NTR. Za těchto podmínek by teplota na výstupu z NTO1 odpovídala teplotě  $\bar{t}_{HK2}$ . Zvýšením průtoku HK v NTO1 dojde k poklesu teploty HK na výstupu z NTO1, protože kondenzát proudí rychleji a zdrží se ve výměníku kratší dobu. S tím je spojen také

pokles teploty kondenzace v odběru dle obr. 10. Snížením teploty kondenzace v odběru dojde ke snížení jeho tlaku v příslušném ohříváku. Pokud kondenzace odběrové páry v NTO probíhá při nižším tlaku, potom má odběr tendenci zvýšit hmotnostní průtok páry vystupující z PT.



**Obrázek 11 Pokles teplot v NTO1**

Průtok v 1. odběru se navýší v závislosti na změně průtoku HK v NTO1. Otázkou je, jak velký bude nárůst průtoku páry v 1. odběru.

Vychází se z rovnice prostupu tepla:

$$\dot{Q}_{NTO1} = S \cdot k_Z \cdot \Delta t_{log} = \frac{S \cdot \Delta t_{log}}{R_{\alpha_{HK}} + R_{\lambda} + R_{\alpha_p}} \quad (4.65)$$

Pro výpočet navýšení průtoku v odběrech PT, bude pouze pro tento účel uvažováno (pro zjednodušení), že veličiny  $S$ ,  $\Delta t_{log}$ ,  $R_{\lambda_{tr}}$ ,  $R_{\alpha_p}$  zůstanou při optimalizaci konstantní. Tepelný odpor proti konvekci na straně HK lze vyjádřit v závislosti na rychlosti proudění:

$$\begin{aligned} R_{\alpha_{HK}} &= \frac{d}{\alpha_{HK} \cdot d_{int}} = \frac{d_{int} \cdot d}{Nu \cdot \lambda_{HK} \cdot d_{int}} = \\ &= \frac{d}{0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \lambda_{HK}} = \\ &= \frac{d}{0,023 \cdot \left(\frac{w_{HK} \cdot d_{int}}{\nu_{HK}}\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \lambda_{HK}} = \frac{c_1}{w_{HK}^{0,8}} \end{aligned} \quad (4.66)$$

Zavedení konstant a dosazení:

$$c_1 = \frac{d}{0,023 \cdot \left(\frac{d_{int}}{\nu_{HK}}\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \lambda_{HK}} \quad (4.67)$$

$$c_2 = S \cdot \Delta t_{log} \quad (4.68)$$

$$c_3 = R_\lambda + R_{\alpha_p} \quad (4.69)$$

Dosazení číselných hodnot do konstant, lze vyjádřit jejich hodnotu pro všechna NTO.

**Tabulka 35 Konstanty pro výpočet navýšení tepelného výkonu v jednotlivých NTO**

	NT01	NT02	NT03	NT04	NT05
$c_1$	$2,2304 \cdot 10^{-4}$	$1,9573 \cdot 10^{-4}$	$1,7207 \cdot 10^{-4}$	$1,5591 \cdot 10^{-4}$	$1,4304 \cdot 10^{-4}$
$c_2$	9546	14415	14179	13358	12942
$c_3$	$5,3956 \cdot 10^{-4}$	$3,5916 \cdot 10^{-4}$	$4,6621 \cdot 10^{-4}$	$4,7722 \cdot 10^{-4}$	$3,0160 \cdot 10^{-4}$

Dosazením konstant do rovnice (4.65) lze tepelný tok vyjádřit v závislosti pouze na rychlosti proudění HK:

$$\dot{Q}_{NT01} = \frac{c_2}{\frac{c_1}{w_{HK,NT01}^{0,8}} + c_3} \quad (4.70)$$

Zvýšením hmotnostního průtoku HK v NT01 vlivem snížení množství kondenzátu na zástřik dojde k lineárnímu navýšení rychlosti proudění na  $w'_{HK,NT01}$ , zanedbá-li se změna hustoty (velmi malá změna hustoty).

Nárůst průtoku je tedy stejný jako nárůst rychlosti:

$$\uparrow \dot{m}_{HK1} = \frac{\dot{m}'_{HK1}}{\dot{m}_{HK1}} = \frac{w'_{HK,NT01}}{w_{HK,NT01}} \quad (4.71)$$

Hmotnostní průtok HK přes NT02 a NT03 je stejný jako přes NT01:

$$\dot{m}'_{HK2} = \dot{m}'_{HK3} = \dot{m}'_{HK1} = 231,4264 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.72)$$

Rychlost proudění v NT01 při zvýšeném průtoku:

$$w'_{HK,NT01} = \frac{\dot{m}'_{HK1}}{\dot{m}_{HK1}} \cdot w_{HK,NT01} = \frac{231,4264}{226,0417} \cdot 0,6091 = 0,6236 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.73)$$

**Tabulka 36 Navýšení rychlosti proudění HK v jednotlivých NTO**

	NT01	NT02	NT03
$w'_{HK,NT0q} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	0,6236	0,6287	0,6369

q = číslo NTO

Tepelný tok se zvýší na:

$$\begin{aligned} \dot{Q}'_{NT01} &= \frac{c_2}{\frac{c_1}{(w'_{HK1})^{0,8}} + c_3} = \frac{9546}{\frac{2,2304 \cdot 10^{-4}}{(0,6236)^{0,8}} + 5,3956 \cdot 10^{-4}} = \\ &= 11035525,21 \text{ W} \end{aligned} \quad (4.74)$$

Prozatím se provede optimalizace pouze pro NTO1, NTO2 a NTO3, jelikož za NTO3 se mísí hlavní kondenzát s kondenzáty z topných větví z NTO3 a NTO4, proto se postupuje jiným způsobem.

**Tabulka 37 Navýšení tepelného výkonu v jednotlivých NTO**

	NTO1	NTO2	NTO3
$\dot{Q}'_{NTOi}$ [kW]	11035,52521	22422,25513	19884,30051

Tepelný tok procházející přes teplosměnné plochy NTO1 lze napsat ve tvaru:

$$\dot{Q}_{NTO1} = \dot{m}_{HK1} \cdot c_p \cdot (t_{HK2} - t_{HK1}) \quad (4.75)$$

$$\dot{Q}'_{NTO1} = \dot{m}'_{HK1} \cdot c_p \cdot (t'_{HK2} - t'_{HK1}) \quad (4.76)$$

kde měrná tepelná kapacita  $c_p$  je konstantní.

Nárůst tepelného toku:

$$\uparrow \dot{Q}_{NTO1} = \frac{\dot{Q}'_{NTO1}}{\dot{Q}_{NTO1}} = \frac{\dot{m}'_{HK1} \cdot c_p \cdot (t'_{HK2} - t'_{HK1})}{\dot{m}_{HK1} \cdot c_p \cdot (t_{HK2} - t_{HK1})} \quad (4.77)$$

Z rovnice (4.77) lze vyjádřit snížený rozdíl teplot HK na vstupu a výstupu z NTO1 po navýšení průtoku v NTO1.

$$\begin{aligned} \Delta t'_{HK,NTO1} = t'_{HK2} - t'_{HK1} &= \frac{\dot{Q}'_{NTO1}}{\dot{Q}_{NTO1}} \cdot \frac{\dot{m}_{HK1}}{\dot{m}'_{HK1}} \cdot (t_{HK2} - t_{HK1}) \quad (4.78) \\ &= \frac{11035,52521}{10957,14561} \cdot \frac{226,0417}{231,4264} \cdot (47,2544 - 35,6158) = \\ &= 11,4491 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Teplota na výstupu z NTO1 bude po snížení zástřiku:

$$\begin{aligned} t'_{HK2} = \Delta t'_{HK,NTO1} + t'_{HK1} &= 11,4491 + 36,4283 = \\ &= 47,8774 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (4.79)$$

**Tabulka 38 Rozdíl teplot HK na vstupu a výstupu z NTO1**

	NTO1	NTO2	NTO3
$\Delta t_{HK,NTOq}$ [°C]	11,6386	23,5576	20,8665
$\Delta t'_{HK,NTOq}$ [°C]	11,4491	23,2026	20,5151
$t'_{HKout}$ [°C]	47,8774	71,08	91,5951

q = číslo NTO

Pokles rozdílů teplot HK na vstupu a výstupu z NTO1:

$$\begin{aligned} \downarrow \Delta t_{HK,NTO1} &= \Delta t_{HK,NTO1} - \Delta t'_{HK} = 11,6386 - 11,4491 \quad (4.80) \\ &= 0,1895 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Z obrázku 11 je patrné, že při poklesu rozdílu teplot zůstává teplota na vstupu do NTO konstantní. Potom se teplota na výstupu musí snížit právě o tento pokles  $\downarrow \Delta t_{HK, NTO1}$ .

$$\Delta t_{HK2} = \downarrow \Delta t_{HK} = 0,1895 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.81)$$

Zatímco teplota topného média je snížena na vstupu i na výstupu z NTO1. Pokles teploty kondenzace bude tedy přibližně poloviční než poklesu teploty  $\Delta t_{HK2}$ .

$$\Delta t_{K, NTO1} = \Delta t_{HK2} = \frac{0,1895}{2} = 0,0947 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.82)$$

Teplota kondenzace topné páry v NTO1 (I. odběr) po zvýšení průtoku HK přes NTO1:

$$\begin{aligned} t'_{K, NTO1} &= t_{K, NTO1} - \Delta t_{K, NTO1} = 57,7989 - 0,0947 \\ &= 57,7042 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (4.83)$$

Pro výpočet kondenzačního tlaku v NTO1 (I. odběr) stačí znát teplotu kondenzace. Změna tlaku v odběrech již byla počítána v kapitole 4.2, proto se nyní tlak označí jako  $p''$ .

$$p''_{I.odběr} = f(t'_{K, NTO1}) = 17,92 \text{ kPa} \quad (4.84)$$

Pokles kondenzačního tlaku v NTO1 (I. odběr) vlivem zvýšení průtoku HK přes NTO1:

$$\begin{aligned} \Delta p_{I.odběr} &= p'_{I.odběr} - p''_{I.odběr} = 18,0295 - 17,92 = \\ &= 0,1095 \text{ kPa} \end{aligned} \quad (4.85)$$

Pro NTO2 a NTO3 se postupuje stejným způsobem.

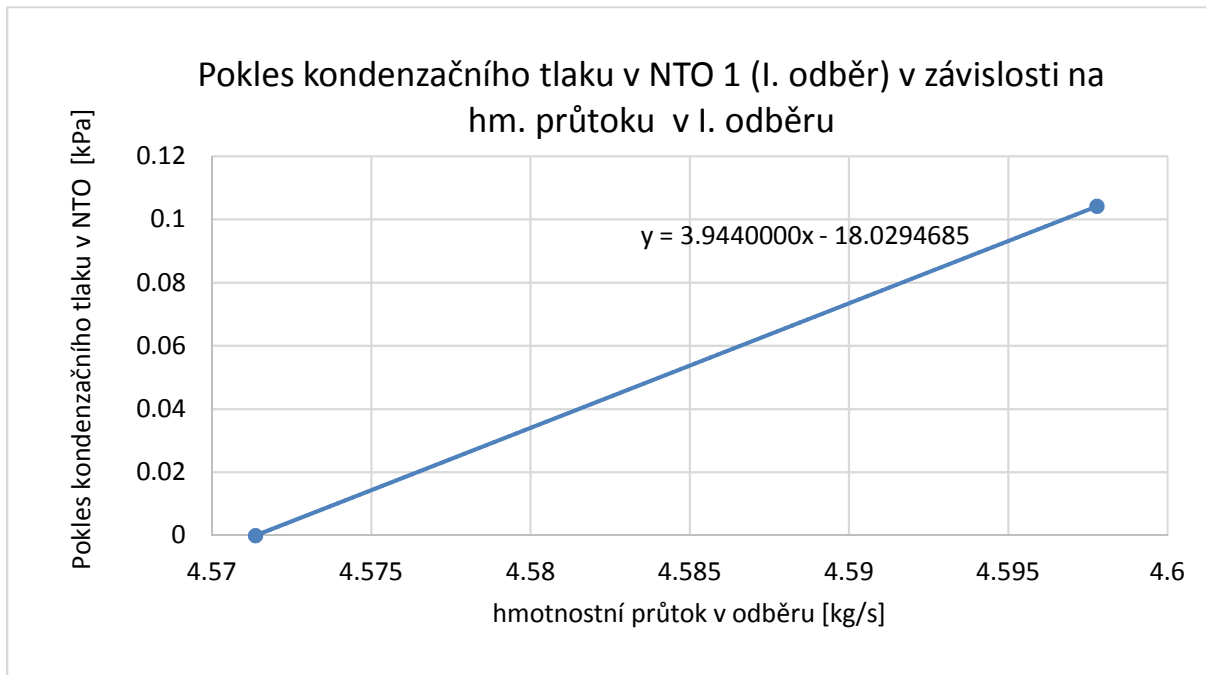
**Tabulka 39 Parametry pro výpočet tlaku v odběrech**

	NTO1	NTO2	NTO3
$\downarrow \Delta t_{HK, NTOq} [^\circ\text{C}]$	0,1895	0,3551	0,3514
$\Delta t_{K, NTOq} [^\circ\text{C}]$	0,0947	0,1775	0,1757
$t'_{K, NTOq} [^\circ\text{C}]$	57,7042	81,3872	103,6329
$p''_{q\text{--tý odběr}} [\text{kPa}]$	17,9200	50,1435	115,2948
$\Delta p_{q\text{--tý odběr}} [\text{kPa}]$	0,1095	0,4392	0,8953

q = číslo NTO

Je nutné zdůraznit, že entalpie v odběrech se vlivem zvýšení průtoku HK přes NTO nezmění. Zůstane stejná, jako bylo vypočteno v kap. 4.3.

S poklesem kondenzačního tlaku v jednotlivých NTO roste hmotnostní průtok v patřičném odběru. V kap. 4.2 roste hmotnostní průtok v odběru s tlakem v odběru. Vlivem zvýšeného průtoku HK přes NTO má průtok v odběru přesně opačný charakter, tedy směrnice je stejná, ale v grafu se jedná o pokles tlaku, proto je přímka posunuta vpravo. Z grafu je zřejmé, že přímka je posunuta o aktuální průtok, tedy pokud by se kondenzační tlak v NTO nezměnil, hmotnostní průtok by zůstal na hodnotě vypočtené v kap. 4.1.



Rovnice přímky pro I. odběr po zvýšení průtoku HK přes NTO1:

$$\Delta p_{I.odběr} = 3,944 \cdot \dot{m}_{I.odběr}'' - 18,02947 \quad (4.86)$$

Stejným způsobem se stanoví rovnice pro ostatní NTO:

$$\Delta p_{II.odběr} = 5,050 \cdot \dot{m}_{II.odběr}'' - 50,58274 \quad (4.87)$$

$$\Delta p_{III.odběr} = 13,050 \cdot \dot{m}_{III.odběr}'' - 116,19005 \quad (4.88)$$

Z rovnice přímky lze dosazením poklesu kondenzačního tlaku v NTO vypočítat navýšený hmotnostní průtok v odběru.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{I.odběr}'' &= \frac{\Delta p_{I.odběr} + 18,02947}{3,94400} = \frac{0,1095 + 18,02947}{3,94400} = \\ &= 4,599130 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (4.89)$$

**Tabulka 40 Hmotnostní průtok v odběrech I, II a III**

	NTO1	NTO2	NTO3
$\dot{m}_{q.odběr}'' [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	4,5991	10,1045	8,9725

q = číslo NTO

Touto změnou množství odběrové páry dojde ke snížení průtoku na výstupu z kondenzátoru. Méně páry o stejných parametrech vstupuje do kondenzátoru. Chladicí výkon se uvažuje konstantní, proto dojde k ochlazení na nižší teplotu. Tím se změní teplota před NTO1, což ovlivňuje celou NTR. Postup je následující: je nutné vrátit se ke kapitole 4.4 a dosadit snížený průtok na výstupu z 2. NT dílu PT.

$$\begin{aligned}
{}_1\dot{m}'_{out2\_NT} &= \dot{m}'_{out2\_NT} - (\dot{m}''_{I.odběr} - \dot{m}'_{I.odběr}) \\
&= 111,0149 - (4,5991 - 4,5714) = \\
&= 110,9872 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}
\end{aligned} \tag{4.90}$$

Levý dolní index značí, o kolikátý krok iterace se jedná.

Dále se musí znovu přepočítat veškeré veličiny pouze pro NTO1, přičemž se prozatím neuvažuje změna teploty na výstupu z NTO. Jedná se o iterační výpočet. Iterace končí právě ve chvíli, kdy hmotnostní průtok před n-tým krokem je roven hmotnostnímu průtoku v n-tém kroku, tedy:

$$\Delta \dot{m}''_{I.odběr} = {}_{i-1}\dot{m}''_{I.odběr} - {}_i\dot{m}''_{I.odběr} = 0 \tag{4.91}$$

i = krok iterace

Po i-té iteraci se dojde k výsledkům:

**Tabulka 41 Dílčí hodnoty veličin při iteraci v NTO1**

	1. krok iterace	i-tý krok iterace
${}_i t'_{HK1} [^{\circ}\text{C}]$	36,3692	36,3694
${}_i h'_{HK1} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	153,9083	153,9092
${}_i \dot{m}'_{HK1} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	231,3987	231,3988
${}_i t'_{HK2} [^{\circ}\text{C}]$	47,8774	47,8774
${}_i t'_{K1} [^{\circ}\text{C}]$	57,7058	57,7047
${}_i p''_{I.odběr} [\text{kPa}]$	17,9449	17,92042
${}_{i-1}\dot{m}''_{I.odběr} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	4,599130	4,599015
${}_i \dot{m}''_{I.odběr} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	4,592861	4,599015
$\Delta \dot{m}''_{I.odběr} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	-0,0063	0

Následně se stejným způsobem provede přepočet pro NTO2 s tím rozdílem, že II. odběr je odebírán z 1. NT dílu PT. Snížený průtok na výstupu z 1. NT dílu PT ovlivní zase teplotu na vstupu do NTO1. Je tedy nutné přepočítat i NTO1. Stejně se postupuje při výpočtu NTO3 (III. odběr je odebírán z 2. NT dílu PT. Iterace končí krokem, kdy jsou splněny následující podmínky:

$$\Delta \dot{m}''_{I.odběr} = {}_{i-1}\dot{m}''_{I.odběr} - {}_i\dot{m}''_{I.odběr} = 0 \tag{4.92}$$

$$\Delta \dot{m}''_{II.odběr} = {}_{j-1}\dot{m}''_{II.odběr} - {}_j\dot{m}''_{II.odběr} = 0 \tag{4.93}$$

$$\Delta \dot{m}''_{III.odběr} = {}_{j-1}\dot{m}''_{III.odběr} - {}_j\dot{m}''_{III.odběr} = 0 \tag{4.94}$$

j = krok iterace

Po j-té iteraci se dojde k výsledkům:

**Tabulka 42 Hodnoty veličin v NTO1-3 po j-té iteraci**

	NTO1	NTO2	NTO3
$j t'_{HKin} [^{\circ}C]$	36,0436	47,8774	71,0800
$j h'_{HKin} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	152,5486	201,8761	298,7229
$j \dot{m}'_{HKin} [kg \cdot s^{-1}]$	231,2472	231,2472	231,2472
$j t'_{HKout} [^{\circ}C]$	47,8774	71,0800	91,5951
$j h'_{HKout} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	201,8761	298,7229	384,6400
$j t'_{K, NTOq} [^{\circ}C]$	57,7073	81,3931	103,6386
$j p''_{q, odběr} [MPa]$	17,922633	50,1534	115,3144
$j-1 \dot{m}''_{q, odběr} [kg \cdot s^{-1}]$	4,598454	10,101403	8,970549
$j \dot{m}''_{q, odběr} [kg \cdot s^{-1}]$	4,598454	10,101403	8,970549
$\Delta \dot{m}''_{q, odběr} [kg \cdot s^{-1}]$	0	0	0

j = krok iterace

q = číslo NTO

#### 4.6.1.2 Tepelný výkon NTO

Nyní je důležité zkontrolovat, jestli se rovnají tepelné výkony jednotlivých NTO vypočítané podle rovnice tepelné bilance a podle rovnice prostupu tepla.

Rovnice tepelné bilance pro NTO1:

$$\begin{aligned}
 j \dot{Q}'_{NTO1-RTB} &= j \dot{m}'_{HK1} \cdot (j h'_{HK2} - j h'_{HK1}) \\
 &= 231,2472 \cdot (201,8761 - 152,5486) \\
 &= 11406,86636 \text{ kW}
 \end{aligned} \quad (4.95)$$

**Tabulka 43 Tepelný výkon jednotlivých výměníků dle rovnice tepelné bilance**

	NTO1	NTO2	NTO3
$j \dot{Q}'_{NTO1-RTB} [kW]$	11406,86636	22395,54086	19868,10274

Parametry důležité pro výpočet prostupu tepla pro NTO1:

Střední teplotní logaritmický spád v NTO1:

$$\begin{aligned}
 \Delta t'_{log} &= \frac{\Delta t'_V - \Delta t'_M}{\ln(\frac{\Delta t'_V}{\Delta t'_M})} = \frac{(j t'_{K1} - j t'_{HK1}) - (j t'_{K1} - j t'_{HK2})}{\ln(\frac{j t'_{K1} - j t'_{HK1}}{j t'_{K1} - j t'_{HK2}})} \\
 &= \frac{(57,7073 - 36,0436) - (57,7073 - 47,8774)}{\ln(\frac{57,7073 - 36,0436}{57,7073 - 47,8774})} = \\
 &= 14,9755 \text{ } ^{\circ}C
 \end{aligned} \quad (4.96)$$



**Tabulka 44 Střední logaritmický teplotní spád v NTO**

	NTO1	NTO2	NTO3
$\Delta t'_{\log} [^{\circ}\text{C}]$	14,9755	19,6865	20,6282

K výpočtu tepelného odporu proti konvekci na straně kondenzátu  $R'_{\alpha_{HK}}$  je nutné vypočítat součinitel přestupu tepla na straně hlavního kondenzátu:

Střední teplota HK v NTO1:

$$t'_{HKstr} = \frac{t'_{HK1} + t'_{HK2}}{2} = \frac{36,0436 + 47,8774}{2} = 41,9605 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (4.97)$$

**Tabulka 45 Střední teplota HK v NTO1-3**

	NTO1	NTO2	NTO3
$t'_{HKstr} [^{\circ}\text{C}]$	42,1124	59,3015	80,9978

Většina veličin počítaných v kap. 3.6.2. je závislých právě na střední teplotě hlavního kondenzátu. Nyní lze všechny veličiny potřebné ke stanovení součinitel přestupu tepla na straně HK vypočítat stejným způsobem jako pro původní stav.

**Tabulka 46 Veličiny nutné pro výpočet  $\alpha'_{HK}$** 

	NTO1	NTO2	NTO3
$\eta'_{HK} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$	$6,2807 \cdot 10^{-4}$	$4,7171 \cdot 10^{-4}$	$3,5035 \cdot 10^{-4}$
$\lambda'_{HK} [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	0,6797	0,6542	0,6714
$\rho'_{HKstr} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	992,1414	984,2378	971,7947
$v'_{HK} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	$6,3305 \cdot 10^{-7}$	$4,7926 \cdot 10^{-7}$	$3,6051 \cdot 10^{-7}$
$c'_{HKstr} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	4174,4695	4179,0482	4193,3523
$a'_{HK} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	$1,6411 \cdot 10^{-7}$	$1,5905 \cdot 10^{-7}$	$1,6477 \cdot 10^{-7}$
$w'_{HK} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	0,6237	0,6287	0,6368
$Re' [-]$	15764,47	20990,24	28261,42
$Pr' [-]$	3,8574	3,0133	2,1880
$Nu' [-]$	90,0303	102,5554	114,4724
$\alpha'_{HK} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	<b>3824,6132</b>	<b>4193,2121</b>	<b>4803,8989</b>

Tepelný odpor proti konvekci ve všech NTO na straně páry  $R'_{\alpha_p}$  se uvažuje stejný jako před optimalizací, tedy:

$$R'_{\alpha_p} = R_{\alpha_p} \quad (4.98)$$

Tepelný odpor proti vedení tepla stěnou trubky  $R'_{\lambda_{tr}}$  je závislý na tepelné vodivosti trubky, která je určena pro materiál. Závislost tepelné vodivosti na trubky na teplotě je zanedbána.

$$R'_{\lambda_{tr}} = R_{\lambda_{tr}} \quad (4.99)$$

Tepelný odpor proti konvekci na straně kondenzátu  $R'_{\alpha_{HK}}$ :

$$R'_{\alpha_{HK1}} = \frac{d}{\alpha'_{HK} \cdot d_{int}} = \frac{0,019}{3824,6132 \cdot 0,016} \quad (4.100)$$

$$= 3,1108 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

**Tabulka 47 Tepelný odpor proti konvekci na straně kondenzátu  $R'_{\alpha_{HK}}$** 

	NTO1	NTO2	NTO3
$R'_{\alpha_p} [\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$	$4,3073 \cdot 10^{-4}$	$2,5032 \cdot 10^{-4}$	$3,5738 \cdot 10^{-4}$
$R'_{\lambda_{tr}} [\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$	$1,0844 \cdot 10^{-4}$	$1,0844 \cdot 10^{-4}$	$1,0844 \cdot 10^{-4}$
$R'_{\alpha_{HK}} [\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$	$3,1108 \cdot 10^{-4}$	$2,8301 \cdot 10^{-4}$	$2,4689 \cdot 10^{-4}$

Rovnice prostupu tepla pro NTO1:

$${}_j\dot{Q}'_{NTO1-RPT} = S \cdot k'_Z \cdot \Delta t'_{log} = \frac{S \cdot \Delta t'_{log}}{R'_{\alpha_{HK}} + R'_{\lambda_{tr}} + R'_{\alpha_p}} \quad (4.101)$$

$$= \frac{610 \cdot 14,9755}{(3,1108 + 1,0844 + 4,3073) \cdot 10^{-4}} =$$

$$= 10739056,23 \text{ W}$$

**Tabulka 48 Tepelný výkon jednotlivých výměníků dle rovnice prostupu tepla**

	NTO1	NTO2	NTO3
${}_j\dot{Q}'_{NTO1-RPT} [\text{kW}]$	10739,05623	21765,86477	19670,55927

Tepelné výkony dle různých způsobů výpočtu si nejsou rovny. Proto je třeba provést úpravu. Teplota za NTO1 byla stanovena pouze orientačně. Snížením této teploty dojde k nárůstu tepelného výkonu vypočítaného dle rovnice prostupu tepla a k navýšení tepelného výkonu vypočítaného dle rovnice tepelné bilance. Opět se jedná o iterační výpočet.

Pokud platí následující nerovnice:

$$\Delta {}_j\dot{Q}' = {}_j\dot{Q}'_{NTO1-RTB} - {}_j\dot{Q}'_{NTO1-RPT} > 0 \quad (4.102)$$

teplota na výstupu z NTO1 se musí snížit. Pokud je rozdíl menší než 0, musí se teplota zvýšit. Teplota na výstupu z NTO1 se v prvotním odhadu sníží na:

$${}_1t''_{HK2} = 47,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.103)$$

Nyní je nutné se vrátit ke kapitole 4.6.1.1 a přepočítat veškeré veličiny.

Iterační výpočet končí, pokud platí:

$$\Delta {}_k\dot{Q}' = {}_k\dot{Q}'_{NTO1-RTB} - {}_k\dot{Q}'_{NTO1-RPT} = 0 \quad (4.104)$$

k = krok iterace

**Tabulka 49 Iterační výpočet v NTO1**

	1. krok	k-tý krok
$t''_{HK2} [^{\circ}\text{C}]$	47,4000	47,4069983
$\Delta t'_{\log} [^{\circ}\text{C}]$	15,2889	15,2844
$t'_{HKstr} [^{\circ}\text{C}]$	41,7218	41,7253
$j\dot{m}'_{HKin} [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	231,2472	231,2472
$\alpha'_{HK} [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	3809,7973	3809,9089
$R'_{\alpha HK} [\text{m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}]$	$3,1170\cdot 10^{-4}$	$3,1169\cdot 10^{-4}$
${}_k\dot{Q}'_{NTO1-RTB} [\text{kW}]$	10945,89940	10952,65673
${}_k\dot{Q}'_{NTO1-RPT} [\text{kW}]$	10955,80279	10952,65673
$\Delta {}_k\dot{Q}' [\text{kW}]$	-9,90339	0

Stejným způsobem se provede iterace pro NTO2 a NTO3.

**Tabulka 50 Výpočet veličin v NTO2 a NTO3 po k-té iteraci**

	NTO2	NTO3
${}_k t''_{HKout} [^{\circ}\text{C}]$	70,56424522	91,2740595
$\Delta {}_k t'_{\log} [^{\circ}\text{C}]$	20,2469	21,0482
${}_k t'_{HKstr} [^{\circ}\text{C}]$	58,9856	80,9192
${}_k \dot{m}'_{HKin} [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	231,2472	231,2472
$\alpha'_{HK} [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	4181,1179	4798,8717
${}_k R'_{\alpha HK} [\text{m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}]$	$2,8401\cdot 10^{-4}$	$2,4745\cdot 10^{-4}$
${}_k \dot{Q}'_{NTO-RTB} [\text{kW}]$	22350,545	20055,21672
${}_k \dot{Q}'_{NTO-RPT} [\text{kW}]$	22350,545	20055,21672
$\Delta {}_k \dot{Q}' [\text{kW}]$	0	0

Entalpie HK na výstupu z NTO3 je funkcí tlaku a teploty:

$${}_k h''_{HK4} = f(p_{HK4}; {}_k t''_{HKout}) = f(13,2 \text{ bar}; 91,2741 ^{\circ}\text{C}) = 383,2904 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.105)$$

Entalpie odběrové páry na vstupu do NTO3 má při zvýšení průtoku HK přes NTO3 stále stejnou hodnotu, tedy hodnotu před iterací (rovnice (4.45)).

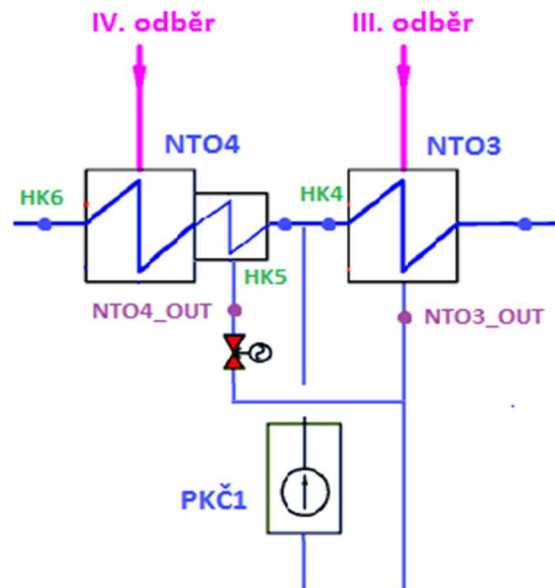
Z rovnice tepelné bilance lze vypočítat entalpii topného kondenzátu na výstup z NTO3:

$${}_k \dot{Q}'_{NTO3-RTB} = j\dot{m}''_{III.odběr} \cdot (h''_{III.odběr} - h'_{NTO3,out}) \quad (4.106)$$

$$\begin{aligned}
 h'_{NTO3\_out} &= h''_{III.odběr} - \frac{k\dot{Q}'_{NTO3-RTB}}{j\dot{m}''_{III.odběr}} = \\
 &= 2657,7835 - \frac{20055,21672}{8,970549} = \\
 &= 422,1102 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned}
 \tag{4.107}$$

#### 4.6.2 Nízkotlaké ohříváky 4 a 5

Vstup do NTO4 je ovlivněn nejen předchozími vlivy, ale i samotným výstupem topného média z NTO4 (stejně je tomu u NTO5). Nejprve se uvažuje, že před vstupem do NTO4 se mísí HK5 o parametrech vypočítaných v kapitole 4.6 s topným médiem na výstupu z NTO4, jehož parametry jsou vypočteny v kapitolách 4.1 až 4.3, tedy ještě před zvýšením průtoku HK přes NTO4. Zjednodušené schéma NTO4 je na obrázku 12.



Obrázek 12 Nízkotlaký ohřívák 4

Entalpie topného média na výstupu z NTO4 lze stanovit za předpokladu nezměněného tepelného výkonu:

$$\begin{aligned}
 h'_{NTO4\_out} &= h'_{IV.odběr} - \frac{\dot{Q}_{NTO4}}{\dot{m}'_{IV.odběr}} = \\
 &= 2766,6619 - \frac{21612,18061}{9,5378} = \\
 &= 500,7116 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned}
 \tag{4.108}$$

Nyní dojde k mísení topného kondenzátu NTO3 a NTO4, přičemž tlak kondenzátu z NTO4 je snížen izoentalticky expanzním ventilem na hodnotu kondenzátu z NTO3, aby mohlo dojít k mísení. Ve skutečnosti je zde instalován expandér. Entalpie v odběru se změnou průtoku HK přes NTO nemění, proto je v rovnici (4.110) použita entalpie před iteracemi.

$$\dot{m}'_{PČK1\_in} = j\dot{m}''_{III.odběr} + \dot{m}'_{IV.odběr} = 8,97055 + 9,5378 = 18,50835 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.109)$$

$$\begin{aligned} h'_{PČK1\_in} &= \frac{j\dot{m}''_{III.odběr} \cdot h'_{NTO3\_out} + \dot{m}'_{IV.odběr} \cdot h'_{NTO4\_out}}{\dot{m}'_{PČK1\_in}} \\ &= \frac{8,970549 \cdot 422,1102 + 9,5378 \cdot 500,7116}{18,50835} \\ &= 462,6154 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.110)$$

V podávacím čerpadle kondenzátu dojde ke zvýšení tlaku kondenzátu na hodnotu 1,32 MPa. Zároveň dojde k mírnému nárůstu teploty a entalpie. Výkon čerpadla při nominálním průtoku je  $P_{PČK1nom}=110 \text{ kW}$  při  $23,75 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . Uvažuje se lineární závislost průtoku na výkonu. Pro aktuální průtok je výkon:

$$\begin{aligned} P'_{PČK1} &= \frac{\dot{m}'_{PČK1\_in}}{\dot{m}_{PČK1nom}} \cdot P_{PČK1nom} = \frac{18,50835}{23,75} \cdot 110 = \\ &= 85,7229 \text{ kW} \end{aligned} \quad (4.111)$$

Entalpii na výstupu z PČK1 lze stanovit podle rovnice (3.81):

$$\begin{aligned} h'_{PČK1\_out} &= h'_{PČK1\_in} + \frac{P_{PČK1}}{\dot{m}_{PČK1\_in}} = 462,6154 + \frac{85,7229}{18,50835} = \\ &= 467,2470 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.112)$$

Kondenzát z PČK1 vstupuje do hlavního kondenzátu mezi NTO 3 a NTO 4. Zde dochází k mísení.

$$\begin{aligned} \dot{m}'_{HK5} &= k\dot{m}'_{HK4} + \dot{m}'_{PČK1\_in} = 231,2472 + 18,50835 = \\ &= 249,7556 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.113)$$

$$\begin{aligned} h'_{HK5} &= \frac{k\dot{m}'_{HK4} \cdot h'_{HK4} + \dot{m}'_{PČK1\_in} \cdot h'_{PČK1\_out}}{\dot{m}'_{PČK1\_in}} = \\ &= \frac{231,2472 \cdot 383,2904 + 18,50835 \cdot 467,2470}{249,7556} \\ &= 389,5120 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.114)$$

Teplota na vstupu do NTO4 je funkcí tlaku a entalpie:

$$t'_{HK5} = f(p_{HK5}; h'_{HK5}) = 92,7523 \text{ °C} \quad (4.115)$$

Teplota na vstupu do NT04  $t'_{HK5}$  je nižší než v původním výpočtu. Zatím však není započítáno zvýšení průtoku ve VI. odběru vlivem většího průtoku HK přes NTO4. Nižší teplota na vstupu bude mít za následek vyšší tepelný výkon výměníku. Stejně jako v kapitole 4.6.1.1 se vypočítá navýšení průtoku odběru č. IV v NTO4.

Konstanty pro výpočet navýšení tepelného výkonu byly stanoveny v kap. 4.6.1.1.

**Tabulka 51 Konstanty pro výpočet navýšení tepelného výkonu v jednotlivých NTO**

	NT04	NT05
$c_1$	$1,5591 \cdot 10^{-4}$	$1,4304 \cdot 10^{-4}$
$c_2$	13358	12942
$c_3$	$4,7722 \cdot 10^{-4}$	$3,0160 \cdot 10^{-4}$

Dosažením konstant do rovnice (4.65) lze tepelný tok vyjádřit v závislosti pouze na rychlosti proudění HK:

$$\dot{Q}_{NT04} = \frac{c_2}{\frac{c_1}{w_{HK,NT04}^{0,8}} + c_3} \quad (4.116)$$

Zvýšením hmotnostního průtoku HK v NTO4 vlivem snížení množství kondenzátu na zástřik dojde k lineárnímu navýšení rychlosti proudění na  $w'_{HK,NT04}$ , zanedbá-li se změna hustoty (velmi malá změna hustoty).

Nárůst průtoku je tedy stejný jako nárůst rychlosti:

$$\uparrow \dot{m}_{HK5} = \frac{\dot{m}'_{HK5}}{\dot{m}_{HK5}} = \frac{w'_{HK,NT04}}{w_{HK,NT04}} \quad (4.117)$$

Rychlost proudění v NTO4 při zvýšeném průtoku:

$$w'_{HK,NT04} = \frac{\dot{m}'_{HK5}}{\dot{m}_{HK5}} \cdot w_{HK,NT04} = \frac{249,7556}{244,4528} \cdot 1,1352 = 1,1599 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.118)$$

Tepelný tok se zvýší na:

$$\dot{Q}'_{NT04} = \frac{c_2}{\frac{c_1}{(w'_{HK1})^{0,8}} + c_3} = \frac{13358}{\frac{1,5591 \cdot 10^{-4}}{(1,1599)^{0,8}} + 4,7722 \cdot 10^{-4}} = 21696349,24 \text{ W} \quad (4.119)$$

Tepelný tok procházející přes teplosměnné plochy NTO4 lze napsat ve tvaru:

$$\dot{Q}_{NT04} = \dot{m}_{HK5} \cdot c_p \cdot (t_{HK6} - t_{HK5}) \quad (4.120)$$

$$\dot{Q}'_{NT04} = \dot{m}'_{HK5} \cdot c_p \cdot (t'_{HK6} - t'_{HK5}) \quad (4.121)$$

kde měrná tepelná kapacita  $c_p$  je konstantní.

Nárůst tepelného toku:

$$\uparrow \dot{Q}_{NTO4} = \frac{\dot{Q}'_{NTO4}}{\dot{Q}_{NTO4}} = \frac{\dot{m}'_{HK5} \cdot c_p \cdot (t'_{HK6} - t'_{HK5})}{\dot{m}_{HK5} \cdot c_p \cdot (t_{HK6} - t_{HK5})} \quad (4.122)$$

Z rovnice (4.122) lze vyjádřit snížený rozdíl teplot HK na vstupu a výstupu z NTO4 po navýšení průtoku v NTO4.

$$\begin{aligned} \Delta t'_{HK,NTO4} &= t'_{HK6} - t'_{HK5} = \frac{\dot{Q}'_{NTO4}}{\dot{Q}_{NTO4}} \cdot \frac{\dot{m}_{HK5}}{\dot{m}'_{HK5}} \cdot (t_{HK6} - t_{HK5}) = \\ &= \frac{21696349,24}{21612180,61} \cdot \frac{244,4528}{249,7556} \cdot (114,2206 - 93,2307) = \\ &= 20,6242 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned} \quad (4.123)$$

Teplota na výstupu z NTO4 bude po snížení zástřiku:

$$\begin{aligned} t'_{HK6} &= \Delta t'_{HK,NTO4} + t'_{HK5} = 20,6242 + 92,7523 = \\ &= 113,3765 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned} \quad (4.124)$$

**Tabulka 52 Rozdíl teplot HK na vstupu a výstupu z NTO4**

	NTO4
$\Delta t_{HK,NTO4} [^{\circ}\text{C}]$	20,9899
$\Delta t'_{HK,NTO4} [^{\circ}\text{C}]$	20,6242
$t'_{HK6} [^{\circ}\text{C}]$	113,3765

Pokles rozdílu teplot HK na vstupu a výstupu z NTO1:

$$\begin{aligned} \downarrow \Delta t_{HK,NTO4} &= \Delta t_{HK,NTO4} - \Delta t'_{HK,NTO4} = 20,9899 - 20,6242 \\ &= 0,3656 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned} \quad (4.125)$$

Teplota HK na výstupu z NTO se sníží právě o tento pokles  $\downarrow \Delta t_{HK}$ .

$$\Delta t_{HK6} = \downarrow \Delta t_{HK,NTO4} = 0,3656 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.126)$$

Pokles teploty kondenzace se uvažuje stejně jako v kapitole 4.6.1.1 přibližně poloviční než poklesu teploty HK na výstupu z NTO4  $\Delta t_{HK6}$ .

$$\Delta t_{K,NTO4} = \Delta t_{HK,NTO4} = \frac{0,3656}{2} = 0,1828 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.127)$$

Teplota kondenzace ve IV. odběru po zvýšení průtoku HK přes NTO4:

$$\begin{aligned} t'_{K,NTO4} &= t_{K,NTO4} - \Delta t_{HK,NTO4} = 124,3333 - 0,1828 = \\ &= 124,1505 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned} \quad (4.128)$$

Pro výpočet tlaku ve IV. odběru stačí znát teplotu kondenzace. Změna tlaku v odběrech již byla počítána v kapitole 4.2 – Tabulka 31, proto se nyní tlak označí jako  $p''$ .

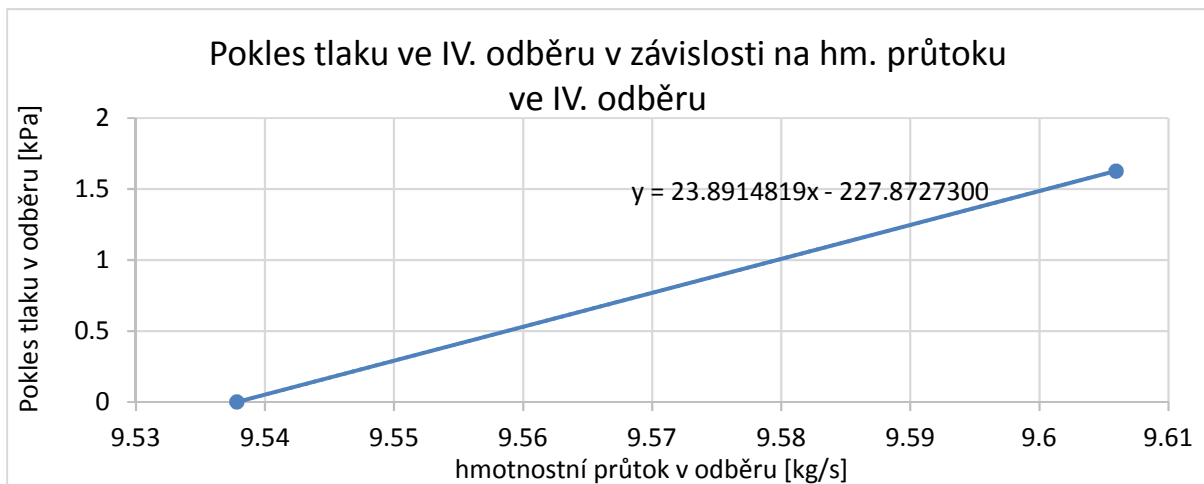
$$p''_{IV.odběr} = f(t'_{K,NTO4}, x = 1) = 22,6218 \text{ kPa} \quad (4.129)$$

Pokles tlaku v odběru vlivem zvýšení průtoku HK přes NTO4:

$$\begin{aligned} \Delta p_{IV.odběr} &= p'_{IV.odběr} - p''_{IV.odběr} = 22,7873 - 22,6218 = \\ &= 1,655 \text{ kPa} \end{aligned} \quad (4.130)$$

Entalpie v odběrech se vlivem zvýšení průtoku HK přes NTO nezmění. Zůstane stejná jako bylo vypočteno v kap. 4.3.

S poklesem kondenzačního tlaku v NTO roste hmotnostní průtok v odběru. V kap. 4.2 roste hmotnostní průtok s tlakem v odběru. Vlivem zvýšeného průtoku HK přes NTO má průtok v odběru přesně opačný charakter, tedy směrnice je stejná, ale v grafu se jedná o pokles tlaku, proto je přímka posunuta vpravo. Z grafu je zřejmé, že přímka je posunuta o aktuální průtok, tedy pokud by se tlak nezměnil, hmotnostní průtok by zůstal na hodnotě vypočtené v kap. 4.1.



Rovnice přímky pro IV. odběr po snížení průtoku HK přes NTO4:

$$\Delta p_{IV.odběr} = 23,8915 \cdot \dot{m}''_{IV.odběr} - 227,873 \quad (4.131)$$

Z rovnice přímky lze dosazením poklesu kondenzačního tlaku v NTO vypočítat navýšený hmotnostní průtok v odběru.

$$\begin{aligned} \dot{m}''_{IV.odběr} &= \frac{\Delta p_{IV.odběr} + 227,873}{23,8915} = \frac{1,655 + 227,873}{23,8915} \\ &= 9,60777 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.132)$$

Touto změnou množství odběrové páry dojde ke snížení průtoku na výstupu z kondenzátoru. Méně páry o stejných parametrech vstupuje do kondenzátoru. Chladicí výkon se uvažuje konstantní, proto dojde k dochlazení na nižší teplotu. Tím se změní teplota před NTO1, což ovlivňuje celou NTR. Postup je stejný jako v kapitole 4.6.1.1 pro NTO1. Je nutné vrátit se ke kapitole 4.4 a dosadit snížený průtok na výstupu z 1. NT dílu PT.



Dále se musí znovu přepočítat veškeré veličiny pro všechny NTO. Iterace je řízena změnou teplot HK na výstupech z jednotlivých NTO a navíc změnou teploty topného média na výstupu z NTO4. Končí právě ve chvíli, kdy hmotnostní průtoky v jednotlivých odběrech před m-tým krokem se rovnají hmotnostním průtokům v m-tém kroku a zároveň jsou stejné tepelné toky v jednotlivých výměnících vypočteny podle RTB a RPT:

$$\Delta \dot{m}_{I,odběr}'' = m_{-1} \dot{m}_{I,odběr}'' - m \dot{m}_{I,odběr}'' = 0 \quad (4.133)$$

$$\Delta \dot{m}_{II,odběr}'' = m_{-1} \dot{m}_{II,odběr}'' - m \dot{m}_{II,odběr}'' = 0 \quad (4.134)$$

$$\Delta \dot{m}_{III,odběr}'' = m_{-1} \dot{m}_{III,odběr}'' - m \dot{m}_{III,odběr}'' = 0 \quad (4.135)$$

$$\Delta \dot{m}_{IV,odběr}'' = m_{-1} \dot{m}_{IV,odběr}'' - m \dot{m}_{IV,odběr}'' = 0 \quad (4.136)$$

$$\Delta m \dot{Q}'_1 = m \dot{Q}'_{NTO1-RTB} - m \dot{Q}'_{NTO1-RPT} = 0 \quad (4.137)$$

$$\Delta m \dot{Q}'_2 = m \dot{Q}'_{NTO2-RTB} - m \dot{Q}'_{NTO2-RPT} = 0 \quad (4.138)$$

$$\Delta m \dot{Q}'_3 = m \dot{Q}'_{NTO3-RTB} - m \dot{Q}'_{NTO3-RPT} = 0 \quad (4.139)$$

$$\Delta m \dot{Q}'_4 = m \dot{Q}'_{NTO4-RTB} - m \dot{Q}'_{NTO4-RPT} = 0 \quad (4.140)$$

K rovnici (4.140):

Topné médium na výstupu z NTO4 ovlivňuje vstup HK do NTO4. V předchozích NTO tomu tak nebylo, proto nebylo třeba ověřovat rovnice tepelné bilance pro topnou větev. Výstupy topných větví z NTO1-3 jsou stanoveny jako v rovnici (4.106). Výstup topného média z NTO4 se stanoví orientačně podle rovnice (4.108), kde se jedná o původní tepelný výkon v NTO4. V iteračním výpočtu se zde dosazuje navýšený tepelný výkon. Změnou parametrů (teploty a entropie) na výstupu topného média z NTO4, se iteračně dojde k platnosti rovnice:

$$\begin{aligned} & m \dot{m}'_{IV,odběr} \cdot (m h'_{IV,odběr} - m h'_{NTO4,out}) = \\ & = m \dot{m}'_{HK1} \cdot (m h'_{HK2} - m h'_{HK1}) = S \cdot m k'_Z \cdot \Delta m t'_{log} \end{aligned} \quad (4.141)$$

Po m-té iteraci se dojde k výsledkům:

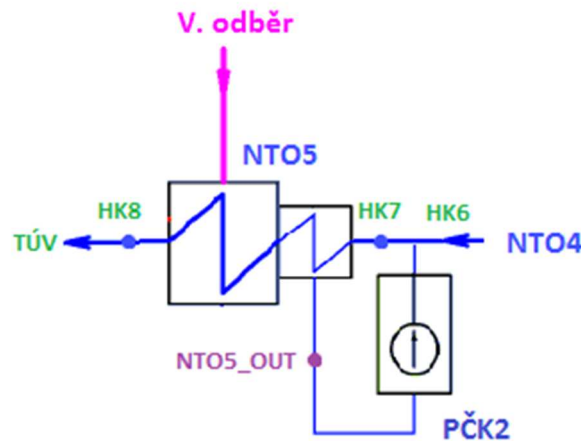
**Tabulka 53 Dílčí hodnoty veličin při iteraci v NTO4**

	NTO4		NTO4
$m \dot{m}_{III,odběr}''$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	8,969885325	$m t'_{HK5}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	91,8787
$m h'_{NTO3,out}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	420,8396	$m W'_{HK,NTO4}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	1,1599
$m \dot{m}_{IV,odběr}''$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	9,607082	$m t'_{HK6}$ [°C]	113,4377
$m h'_{NTO4,out}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	405,9310	$m t'_{K,NTO4}$ [°C]	124,1505
$m \dot{m}'_{PČK1,in}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	18,5770	$m p''_{IV,odběr}$ [MPa]	0,2262180
$m h'_{PČK1,in}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	413,1296	$m \dot{m}_{IV,odběr}''$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	9,607082
$m P'_{PČK1}$ [kW]	86,0407	Topná větev $m \dot{Q}'_{NTO4-RTB}$ [kW]	22679735,26
$m h'_{PČK1,out}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	417,7612	HK $m \dot{Q}'_{NTO4-RTB}$ [kW]	22679735,26
$m \dot{m}'_{HK5}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	249,7567	$m \dot{Q}'_{NTO4-RPT}$ [kW]	22679735,26
$m h'_{HK5}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	385,8392	-	-

Entalpie HK na výstupu z NTO4 je funkcí tlaku (stejný tlak jako před optimalizací) a teploty:

$${}_m h''_{HK6} = f(p_{HK6}; {}_m t'_{HK6}) = 476,6465 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.142)$$

V NTO5 se postupuje stejným způsobem jako u NTO4. Jediný rozdíl je v tom, že HK před NTO5 se mísí pouze s topným médiem z NTO5, jak lze vidět na obrázku 13.



**Obrázek 13 Nízkotlaký ohřívák 5**

Entalpie topného média na výstupu z NTO4 lze stanovit za předpokladu nezměněného tepelného výkonu:

$$\begin{aligned} h'_{NTO5\_out} &= h'_{V.odběr} - \frac{\dot{Q}_{NTO5}}{\dot{m}'_{V.odběr}} = \\ &= 2494,9103 - \frac{30654,79975}{16,2991} = \\ &= 614,1439 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.143)$$

V PČK2 se zvýší tlak topného média, aby se mohlo zavést do HK o tlaku 1,16 MPa.

$$\dot{m}'_{PČK2\_in} = \dot{m}'_{V.odběr} = 16,2991 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.144)$$

$$h'_{PČK1\_in} = h'_{NTO5\_out} = 614,1439 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.145)$$

Výkon čerpadla při nominálním průtoku je  $P_{PČK2nom}=110 \text{ kW}$  při  $23,75 \text{ kg/s}$ . Uvažuje se lineární závislost průtoku na výkonu. Pro aktuální průtok je výkon:

$$\begin{aligned} P'_{PČK2} &= \frac{\dot{m}'_{PČK2\_in}}{\dot{m}_{PČK2nom}} \cdot P_{PČK2nom} = \frac{16,2991}{23,75} \cdot 110 = \\ &= 75,4908 \text{ kW} \end{aligned} \quad (4.146)$$

Entalpii na výstupu z PČK2 lze stanovit podle rovnice (3.70):

$$h'_{PČK2\_out} = h'_{PČK2\_in} + \frac{P_{PČK2}}{\dot{m}_{PČK2\_in}} = 614,1439 + \frac{75,4908}{16,2991} =$$

$$= 618,7571 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.147)$$

Kondenzát z PČK2 vstupuje do hlavního kondenzátu mezi NTO 4 a NTO 5.

$$\dot{m}'_{HK7} = \dot{m}'_{HK6} + \dot{m}'_{PČK2\_in} = 249,7567 + 16,2991 =$$

$$= 266,0558 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.148)$$

$$h'_{HK7} = \frac{\dot{m}'_{HK6} \cdot h'_{HK6} + \dot{m}'_{PČK2\_in} \cdot h'_{PČK2\_out}}{\dot{m}'_{PČK2\_in}} =$$

$$= \frac{249,7567 \cdot 476,6465 + 16,2991 \cdot 618,7571}{266,0558}$$

$$= 485,3525 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.149)$$

Teplota na vstupu do NTO4 je funkcí tlaku a entalpie:

$$t'_{HK7} = f(p_{HK7}; h'_{HK7}) = 115,5005 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.150)$$

Dále se postupuje úplně stejným způsobem jako ve výpočtu NTO4 této kapitoly (od rovnice (4.116) dále, přičemž konstanty  $c_1$ ,  $c_2$ , a  $c_3$  jsou v tabulce - Tabulka 51 Konstanty pro výpočet navýšení tepelného výkonu v jednotlivých NTO.

Tepelný tok v závislosti pouze na rychlosti proudění HK:

$$\dot{Q}_{NTO5} = \frac{c_2}{\frac{c_1}{w_{HK1}^{0,8}} + c_3} \quad (4.151)$$

Nárůst průtoku se uvažuje stejný jako nárůst rychlosti:

$$\uparrow \dot{m}_{HK7} = \frac{\dot{m}'_{HK7}}{\dot{m}_{HK7}} = \frac{w'_{HK,NTO5}}{w_{HK,NTO5}} \quad (4.152)$$

Rychlost proudění v NTO4 při zvýšeném průtoku:

$$w'_{HK,NTO5} = \frac{\dot{m}'_{HK7}}{\dot{m}_{HK7}} \cdot w_{HK,NTO5} = \frac{266,0558}{260,7444} \cdot 1,2381 =$$

$$= 1,2633 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.153)$$

Tepelný tok se zvýší na:

$$\dot{Q}'_{NTO5} = \frac{c_2}{\frac{c_1}{(w'_{HK1})^{0,8}} + c_3} = \frac{12942}{\frac{1,4304 \cdot 10^{-4}}{(1,1599)^{0,8}} + 3,0160 \cdot 10^{-4}} =$$

$$= 30795553,19 \text{ W} \quad (4.154)$$

Tepelný tok procházející přes teplosměnné plochy NTO5 lze napsat ve tvaru:

$$\dot{Q}_{NT05} = \dot{m}_{HK7} \cdot c_p \cdot (t_{HK8} - t_{HK7}) \quad (4.155)$$

$$\dot{Q}'_{NT05} = \dot{m}'_{HK7} \cdot c_p \cdot (t'_{HK8} - t'_{HK7}) \quad (4.156)$$

kde měrná tepelná kapacita  $c_p$  je konstantní.

Nárůst tepelného toku:

$$\uparrow \dot{Q}_{NT05} = \frac{\dot{Q}'_{NT05}}{\dot{Q}_{NT05}} = \frac{\dot{m}'_{HK7} \cdot c_p \cdot (t'_{HK8} - t'_{HK7})}{\dot{m}_{HK7} \cdot c_p \cdot (t_{HK8} - t_{HK7})} \quad (4.157)$$

Rozdíl teplot HK na vstupu a výstupu z NTO5 po navýšení průtoku v NTO5.

$$\begin{aligned} \Delta t'_{HK,NT05} &= t'_{HK8} - t'_{HK7} = \frac{\dot{Q}'_{NT05}}{\dot{Q}_{NT05}} \cdot \frac{\dot{m}_{HK7}}{\dot{m}'_{HK7}} \cdot (t_{HK8} - t_{HK7}) = \\ &= \frac{30795553,19}{30654799,75} \cdot \frac{260,7444}{266,0558} \cdot (143,8661 - 116,2536) = \\ &= 27,1855 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (4.158)$$

Teplota na výstupu z NTO4 bude po snížení zástřiku:

$$\begin{aligned} t'_{HK8} &= \Delta t'_{HK,NT05} + t'_{HK7} = 27,1855 + 115,5005 = \\ &= 142,686 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (4.159)$$

**Tabulka 54 Rozdíl teplot HK na vstupu a výstupu z NTO4**

	NTO4
$\Delta t_{HK,NT04} [^\circ\text{C}]$	27,6125
$\Delta t'_{HK,NT04} [^\circ\text{C}]$	27,1855
$t'_{HK6} [^\circ\text{C}]$	113,3765

Pokles rozdílu teplot HK na vstupu a výstupu z NTO1:

$$\begin{aligned} \downarrow \Delta t_{HK,NT05} &= \Delta t_{HK,NT05} - \Delta t'_{HK,NT05} = 27,6125 - 27,1855 \\ &= 0,427 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (4.160)$$

Teplota HK na výstupu z NTO se sníží právě o tento pokles  $\downarrow \Delta t_{HK}$ .

$$\Delta t_{HK6} = \downarrow \Delta t_{HK,NT04} = 0,427 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.161)$$

Pokles teploty kondenzace v NTO5 se uvažuje přibližně poloviční než poklesu teploty HK na výstupu z NTO5  $\Delta t_{HK8}$ .

$$\Delta t_{K,NT05} = \Delta t_{HK,NT05} = \frac{0,427}{2} = 0,2135 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.162)$$

Teplota kondenzace ve IV. odběru po zvýšení průtoku HK přes NTO4:

$$\begin{aligned} t'_{K,NT05} &= t_{K,NT05} - \Delta t_{HK,NT05} = 151,5415 - 0,2135 = \\ &= 151,3280 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (4.163)$$

Pro výpočet tlaku ve IV. odběru stačí znát teplotu kondenzace.

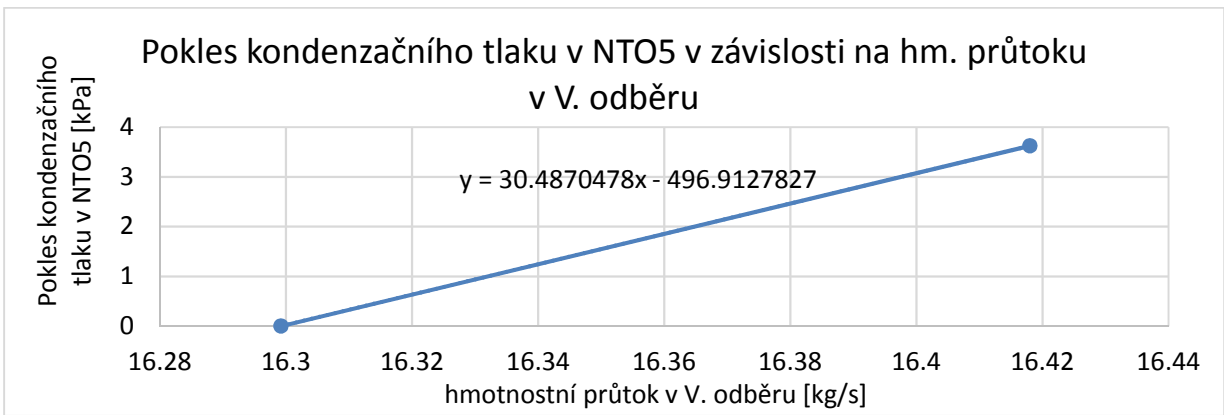
$$p''_{V.odběr} = f(t'_{K,NT05}, x = 1) = 493,2907 \text{ kPa} \quad (4.164)$$

Pokles tlaku v odběru vlivem zvýšení průtoku HK přes NTO5:

$$\begin{aligned} \Delta p_{V.odběr} &= p'_{V.odběr} - p''_{V.odběr} = 496,9128 - 493,2907 = \\ &= 3,6221 \text{ kPa} \end{aligned} \quad (4.165)$$

Entalpie v odběrech se vlivem zvýšení průtoku HK přes NTO nezmění. Zůstane stejná jako bylo vypočteno v kap. 4.3.

Z následujícího grafu se určí hmotnostní průtok v odběru.



Rovnice přímky pro V. odběr po snížení průtoku HK přes NTO4:

$$\Delta p_{V.odběr} = 30,48705 \cdot \dot{m}''_{V.odběr} - 496,91278 \quad (4.166)$$

Z rovnice přímky lze dosazením poklesu kondenzačního tlaku v NTO vypočítat navýšený hmotnostní průtok v odběru.

$$\begin{aligned} \dot{m}''_{V.odběr} &= \frac{\Delta p_{V.odběr} + 496,913}{30,48705} = \frac{3,6221 + 496,913}{30,48705} \\ &= 16,4180 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.167)$$

Touto změnou množství odběrové páry dojde ke snížení průtoku přes SPP a tedy i v obou NT dílech PT. Tato změna ovlivní i všechny odběry v NT PT a také výstupy z kondenzátoru. Je nutné se vrátit ke kapitole 4.1. a všechny veličiny přepočítat se sníženým průtokem na vstupu do NT PT. Tím se změní vstup do NTR a parametry v odběrech. Důsledkem je změna parametrů i v V. odběru a tím i změna množství pracovní páry v SPP. Opět se jedná o iterační výpočet, který končí n-tým krokem, pokud jsou splněny následující podmínky:

$$\Delta \dot{m}''_{I.odběr} = {}_{n-1}\dot{m}''_{I.odběr} - {}_n\dot{m}''_{I.odběr} = 0 \quad (4.168)$$

$$\Delta \dot{m}''_{II.odběr} = {}_{n-1}\dot{m}''_{II.odběr} - {}_n\dot{m}''_{II.odběr} = 0 \quad (4.169)$$

$$\Delta \dot{m}''_{III.odběr} = {}_{n-1}\dot{m}''_{III.odběr} - {}_n\dot{m}''_{III.odběr} = 0 \quad (4.170)$$

$$\Delta \dot{m}_{IV,odběr}'' = n_{-1} \dot{m}_{IV,odběr}'' - n \dot{m}_{IV,odběr}'' = 0 \quad (4.171)$$

$$\Delta \dot{m}_{V,odběr}'' = n_{-1} \dot{m}_{V,odběr}'' - n \dot{m}_{V,odběr}'' = 0$$

$$\Delta n \dot{Q}'_1 = n \dot{Q}'_{NTO1-RTB} - n \dot{Q}'_{NTO1-RPT} = 0 \quad (4.172)$$

$$\Delta n \dot{Q}'_2 = n \dot{Q}'_{NTO2-RTB} - n \dot{Q}'_{NTO2-RPT} = 0 \quad (4.173)$$

$$\Delta n \dot{Q}'_3 = n \dot{Q}'_{NTO3-RTB} - n \dot{Q}'_{NTO3-RPT} = 0 \quad (4.174)$$

$$n \dot{Q}'_{NTO4-RTB} = n \dot{Q}'_{NTO4-RPT} \quad (4.175)$$

$$n \dot{Q}'_{NTO5-RTB} = n \dot{Q}'_{NTO5-RPT} \quad (4.176)$$

Iterace je řízena, stejně jako pro NTO4, změnou teplot HK na výstupech z jednotlivých NTO a navíc změnou teplot topného média na výstupech z NTO4 a NTO5. Proto musí platit, jako pro NTO4, rovnice:

$$\begin{aligned} n \dot{m}'_{V,odběr} \cdot (n h'_{V,odběr} - n h'_{NTO5out}) = \\ = n \dot{m}'_{HK1} \cdot (n h'_{HK2} - n h'_{HK1}) = S \cdot n k'_Z \cdot \Delta n t'_{log} \end{aligned} \quad (4.177)$$

Výsledky po n-té iteraci:

**Tabulka 55 Konečné hodnoty veličin po n-té iteraci v NTO5**

	NTO4		NTO4
$n \dot{m}_{V,odběr}''$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	16,4180	$n t'_{HK7}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	112,9277
$n h'_{NTO5out}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	437,7232	$n W'_{HK,NTO5}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	1,2633
$n \dot{m}'_{PČK2,in}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	16,4180	$n t'_{HK8}$ [°C]	142,7512
$n h'_{PČK2,in}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	437,7232	$n t'_{K,NTO5}$ [°C]	151,3279
$n P'_{PČK2}$ [kW]	76,0412	$n p''_{V,odběr}$ [MPa]	0,4932897
$n h'_{PČK2,out}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	474,4636	Topná větev $n \dot{Q}'_{NTO5-RTB}$ [kW]	33774,86576
$n \dot{m}'_{HK7}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	266,0578	HK $n \dot{Q}'_{NTO5-RTB}$ [kW]	33774,86576
$n h'_{HK7}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	474,4636	$n \dot{Q}'_{NTO5-RPT}$ [kW]	33774,86576

Entalpie HK na výstupu z NTR je funkcí tlaku, který je stejný jako před optimalizací, a teploty z tabulky 53:

$$n h'_{HK8} = f(p_{HK8}; n t'_{HK8}) = 601,4092 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.178)$$

Za NTR dochází k mísení HK se separátem ze SPP. Parametry HK po mísení jsou následující:

$$\begin{aligned} n \dot{m}'_{HK9} &= n \dot{m}'_{HK7} + \dot{m}'_{Sep.} = 266,0578 + 34,9182 = \\ &= 300,976 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.179)$$

$$\begin{aligned}
 {}_n h'_{HK9} &= \frac{{}_n h'_{HK8} \cdot {}_n \dot{m}'_{HK7} + h'_{Sep.} \cdot \dot{m}'_{Sep.}}{\dot{m}'_{HK9}} = \\
 &= \frac{601,4092 \cdot 266,0578 + 639,1772 \cdot 34,9182}{300,976} = \\
 &= 605,7909 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.180}$$

#### 4.7 Výpočet parametrů kondenzátu ze SPP po zástřiku

Stejně jako v kapitole 3.7 se vypočítají parametry kondenzátu po snížení teploty vlivem zástřiku. Entalpie zástřiku je stejná jako entalpie na výstupu z KČ II°. Tato entalpie je vypočtena po n-té iteraci. Tlak je stejný jako před optimalizací.

$${}_n h'_{zástřik} = {}_n h'_{out\_KČII} = 150,8994 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \tag{4.181}$$

$$p_{zástřik} = 1,422 \text{ MPa} \tag{4.182}$$

$${}_n T'_{zástřik} = f(p_{zástřik}; {}_n h'_{zástřik}) = 35,6488^\circ \text{C} \tag{4.183}$$

Entalpie a hmotnostní průtok kondenzátu z topné větve SPP jsou stejné jako před optimalizací (index SPP5), jelikož se neuvažuje změna průtoku a entalpie v VII. a VIII. odběru a ani změna tepelného výkonu v SPP.

Průtok zástřiknutého kondenzátu:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}'_{SPP\_cold} &= \dot{m}_{SPP5} + \dot{m}'_{zástřik} = 22,2585 + 3,8 = \\
 &= 26,0585 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.184}$$

Teplo předané studenějšímu proudu je rovno teplu odevzdané teplejším proudem. Neboli, tepelný tok vstupující do soustavy je roven vystupujícímu tepelnému toku.

$$\dot{m}_{SPP5} \cdot h_{SPP5} + \dot{m}'_{zástřik} \cdot {}_n h'_{zástřik} = \dot{m}'_{SPP\_cold} \cdot {}_n h'_{SPP\_cold} \tag{4.185}$$

Entalpie směsi:

$$\begin{aligned}
 {}_n h'_{SPP\_cold} &= \frac{\dot{m}_{SPP5} \cdot h_{SPP5} + \dot{m}'_{zástřik} \cdot {}_n h'_{zástřik}}{\dot{m}'_{SPP\_cold}} = \\
 &= \frac{22,2585 \cdot 820,0196 + 3,8 \cdot 150,8994}{26,0585} = \\
 &= 722,4448 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.186}$$

Teplota zástřiknutého kondenzátu ze SPP se určí jako funkce entalpie po n-té iteraci a tlaku, který stejný jako před optimalizací.

$$T_{SPP\_cold} = f({}_n h'_{SPP\_cold}, p_{SPP\_cold}) = 170,6847^\circ \text{C} \tag{4.187}$$

## 4.8 Výpočet TUV

Ve výpočtu před optimalizací byl zaveden fiktivní vstup do NN. Z hlediska změny zástřiku jsou ve fiktivní hodnotě zahrnuty nepodstatné vstupy a výstupy, proto se uvažují konstantní parametry fiktivního vstupu.

Napájecí voda v NN je udržována na teplotě 166 °C a tlaku 0,72 MPa a proudí do NČ. V rovnici (4.60) bylo provedeno odhadnuté snížení hmotnostního průtoku na zástřik. Do NN se dopravuje méně páry z VI. odběru, která má za úkol právě dohřev kondenzátu na požadovanou hodnotu. Snížením průtoku na zástřik proudí do NN ze systému SPP menší množství o vyšších parametrech. Další vliv to má na NTR. Větší množství HK protéká přes NTR, na jehož výstupu je HK o něco studenější, avšak o větším průtoku. Celkový vliv snížení zástřiku a tím zvýšení průtoku HK přes NTR je pozitivní. Tedy s klesajícím zástřikem roste teplota v NN. Nyní se musí ověřit, zda je kondenzát v NN opravdu dohříván na požadovanou hodnotu.

Požadovaná hodnota entalpie napájecí vody v NN:

$$h_{TUV\_out} = f(p_{TUV\_out}; T_{TUV\_out}) = 701,7150 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.188)$$

Množství napájecí vody odebírané napájecím čerpadlem (NČ) je stejné jako před optimalizací.

$$\dot{m}'_{TUV\_out} = \dot{m}_{TUV\_out} = 406,66667 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.189)$$

Parametry fiktivního vstupu do NN jsou konstantní:

$$\dot{m}_F = 69,7887 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.190)$$

$$h_F = 846,2859 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.191)$$

Ze ZZE vyplývá následující rovnice:

$$\begin{aligned} h_F \cdot \dot{m}_F + \dot{m}'_{HK9} \cdot h'_{HK9} + \dot{m}'_{SPP\_cold} \cdot h'_{SPP\_cold} + \dot{m}'_{VI\_odběr} \cdot h_{VI\_odběr} \\ = \dot{m}'_{TUV\_out} \cdot h'_{TUV\_out} \end{aligned} \quad (4.192)$$

Z rovnice (4.192) lze vyjádřit entalpii napájecí vody v NN:

$$\begin{aligned} h'_{TUV\_out} &= \\ &= \frac{h_F \cdot \dot{m}_F + \dot{m}'_{HK9} \cdot h'_{HK9} + \dot{m}'_{SPP\_cold} \cdot h'_{SPP\_cold} + \dot{m}'_{VI\_odběr} \cdot h_{VI\_odběr}}{\dot{m}'_{TUV\_out}} \\ &= \frac{846,2859 \cdot 69,7887 + 300,976 \cdot 605,7909 + 26,0585 \cdot 722,4448}{406,66667} + \\ &\quad + \frac{9,71389 \cdot 2591,1326}{406,66667} = 701,7678 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.193)$$



Vypočítaná hodnota entalpie v NN se porovná s požadovanou hodnotou.

$${}_n h'_{TUV_{out}} > h_{TUV_{out}} \quad (4.194)$$

$$701,7678 > 701,7150$$

Jelikož v NN je entalpie napájecí vody vyšší než požadovaná hodnota, musí se kondenzát v NN ohřívat o něco méně. Toho se dosáhne zvýšením zástřiku v rovnici (4.60), a tedy snížením průtoku přes NTR. Po snížení zástřiku je nutné přepočítat celou část optimalizace, dokud nedojde k rovnosti:

$${}_x h'_{TUV_{out}} = h_{TUV_{out}} \quad (4.195)$$

x = krok iterace

Výstupem výpočtu optimalizace je hmotnostní průtok a entalpie kondenzátu odvedeného na zástřik kondenzátu ze SPP při snížení hmotnostního průtoku v VI. odběru o  $k = 0,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ :

$${}_x \dot{m}'_{zástřik} = 2,817 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.196)$$

$${}_x h'_{zástřik} = 152,5457 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.197)$$

Po x-té iteraci se dojde k výsledkům.

**Tabulka 56 Entalpie a průtoky v odběrech po x-té iteraci**

	${}_n \dot{m}' [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	${}_n h' [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
V. odběr	16,3547	2494,70
IV. odběr	9,5692	2766,66
III. odběr	8,9356	2657,78
II. odběr	10,0584	2540,14
I. odběr	4,5856	2399,91

## 5 Výpočet výkonu PT

Výpočet hmotnostního průtoku a entalpie na zástřik dle rovnic (4.196) a (4.197) při snížení hmotnostního průtoku v VI. odběru o  $k = 0,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  je pouze jeden bod výpočtu. Je nutné vypočítat několik bodů pro stanovení křivky snížení průtoku. Výpočet byl proveden a výsledkem jsou následující body:

**Tabulka 57 Pokles množství páry v IV. odběru o krok k při snížení zástřiku**

k [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	0	0,3	0,5	0,7
$\dot{m}'_{zástřik} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	8,8	5,418	2,817	0,12858
$h'_{zástřik} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	150,7618	151,8223	152,5457	153,1612

Výkon

VT části turbíny pro původní stav se vypočítá dle následujícího vzorce:

$$\begin{aligned}
P_{VT} &= \dot{m}_{in_{VT}} \cdot (h_{in_{VT}} - h_{VIII.odběr}) + \\
&+ (\dot{m}_{in_{VT}} - \dot{m}_{VIII.odběr}) \cdot (h_{VIII.odběr} - h_{VII.odběr}) + \\
&+ (\dot{m}_{in_{VT}} - \dot{m}_{VIII.odběr} - \dot{m}_{VII.odběr}) \cdot (h_{VII.odběr} - h_{VI.odběr}) + \\
&+ (\dot{m}_{in_{VT}} - \dot{m}_{VIII.odběr} - \dot{m}_{VII.odběr} - \dot{m}_{VI.odběr}) \cdot (h_{VI.odběr} - h_{out_{VT}}) \\
&= 397,78 \cdot (2799,30 - 2740,59) + \\
&+ (397,78 - 48,28) \cdot (2740,59 - 2637,59) + \\
&+ (397,78 - 48,28 - 32,78) \cdot (2637,59 - 2591,13) + \\
&+ (397,78 - 48,28 - 32,78 - 10,21) \cdot (2591,13 - 2494,70) = \\
&= 103623,73 \text{ kW}
\end{aligned} \tag{5.1}$$

Uvažuje se, že polovina pracovní páry vstupuje do 1. NT dílu PT a polovina do 2. NT dílu PT. Odběr č. 1 je v obou NT dílech, proto je ve výpočtu 1. NT dílu započtena pouze polovina průtoku prvního odběru. Výkon 1. NT dílu PT:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{in_{1.NT}} &= \dot{m}_{in_{2.NT}} = \frac{\dot{m}_{SPP2}}{2} = \frac{254,03}{2} = 127,015 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \\
P_{1.NT} &= \dot{m}_{in_{1.NT}} \cdot (h_{SPP2} - h_{IV.odběr}) + \\
&+ (\dot{m}_{in_{1.NT}} - \dot{m}_{IV.odběr}) \cdot (h_{IV.odběr} - h_{II.odběr}) + \\
&+ (\dot{m}_{in_{1.NT}} - \dot{m}_{IV.odběr} - \dot{m}_{II.odběr}) \cdot (h_{II.odběr} - h_{I.odběr}) + \\
&+ \left( \dot{m}_{in_{1.NT}} - \dot{m}_{IV.odběr} - \dot{m}_{II.odběr} - \frac{\dot{m}_{I.odběr}}{2} \right) \cdot (h_{I.odběr} - h_{out_{1.NT}}) \\
&= 127,015 \cdot (2900,90 - 2766,39) + \\
&+ (127,015 - 9,52) \cdot (2766,39 - 2539,92) + \\
&+ (127,015 - 9,52 - 10) \cdot (2539,92 - 2399,70) + \\
&+ \left( 127,015 - 9,52 - 10 - \frac{4,56}{2} \right) \cdot (2399,70 - 2278,70) = \\
&= 71497,84 \text{ kW}
\end{aligned} \tag{5.2}$$

Výkon 2. NT dílu PT:

$$\begin{aligned}
P_{2.NT} &= \dot{m}_{in_{2.NT}} \cdot (h_{SPP2} - h_{III.odběr}) + \\
&+ (\dot{m}_{in_{2.NT}} - \dot{m}_{III.odběr}) \cdot (h_{III.odběr} - h_{I.odběr}) + \\
&+ \left( \dot{m}_{in_{2.NT}} - \dot{m}_{III.odběr} - \frac{\dot{m}_{I.odběr}}{2} \right) \cdot (h_{I.odběr} - h_{out_{2.NT}}) = \\
&= 127,015 \cdot (2900,90 - 2657,53) + \\
&+ (127,015 - 8,89) \cdot (2657,53 - 2399,70) + \\
&+ \left( 127,015 - 8,89 - \frac{4,56}{2} \right) \cdot (2399,70 - 2245,02) = 79286,71 \text{ kW}
\end{aligned} \tag{5.4}$$

Výkon parní turbíny:

$$\begin{aligned}
P_{PT} &= P_{VT} + P_{1.NT} + P_{2.NT} \\
&= 103623,73 + 71497,84 + 79286,71 \\
&= 254408,28 \text{ kW}
\end{aligned} \tag{5.5}$$

Stejným způsobem se vypočítá výkon po snížení zástřiku na  $\dot{m}'_{\text{zástřik}} = 2,817 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ :

Výkon VT části turbíny se po optimalizaci liší pouze v VI. odběru a na výstupu z VT :

$$\begin{aligned}
 P'_{VT} &= \dot{m}_{in_{VT}} \cdot (h_{in_{VT}} - h_{VIII.odběr}) + \\
 &+ (\dot{m}_{in_{VT}} - \dot{m}_{VIII.odběr}) \cdot (h_{VIII.odběr} - h_{VII.odběr}) + \\
 &+ (\dot{m}_{in_{VT}} - \dot{m}_{VIII.odběr} - \dot{m}_{VII.odběr}) \cdot (h_{VII.odběr} - h_{VI.odběr}) + \\
 &+ (\dot{m}_{in_{VT}} - \dot{m}_{VIII.odběr} - \dot{m}_{VII.odběr} - x\dot{m}'_{VI.odběr}) \cdot (h_{VI.odběr} - xh'_{out_{VT}}) = \\
 &= 397,78 \cdot (2799,30 - 2740,59) + \\
 &+ (397,78 - 48,28) \cdot (2740,59 - 2637,59) + \\
 &+ (397,78 - 48,28 - 32,78) \cdot (2637,59 - 2591,13) + \\
 &+ (397,78 - 48,28 - 32,78 - 9,71) \cdot (2591,13 - 2494,70) = \\
 &= 103673,58 \text{ kW}
 \end{aligned} \tag{5.6}$$

Hmotnostní průtok páry vstupující do NT PT po x-té iteraci při  $\dot{m}'_{\text{zástřik}} = 2,817 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$\begin{aligned}
 \dot{m}'_{in_{2.NT}} = \dot{m}'_{in_{2.NT}} &= \frac{\dot{m}'_{SPP2}}{2} = \frac{\dot{m}'_{SPPin} - x\dot{m}'_{V.odběr} - \dot{m}'_{Sep}}{2} = \\
 &= \frac{305,6805 - 16,3547 - 34,9182}{2} = 127,2038 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

Dosažením hodnot po x-té iteraci při  $\dot{m}'_{\text{zástřik}} = 2,817 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  do rovnice (4.27) lze vyjádřit entalpii páry na vstupu do NT PT:

$$xh'_{SPP2} = 2900,80 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \tag{5.8}$$

Výkon 1. NT dílu PT:

$$\begin{aligned}
 P'_{1.NT} &= \dot{m}'_{in_{1.NT}} \cdot (xh'_{SPP2} - h'_{IV.odběr}) + \\
 &+ (\dot{m}'_{in_{1.NT}} - \dot{m}'_{IV.odběr}) \cdot (h'_{IV.odběr} - h'_{II.odběr}) + \\
 &+ (\dot{m}'_{in_{1.NT}} - \dot{m}'_{IV.odběr} - \dot{m}'_{II.odběr}) \cdot (h'_{II.odběr} - h'_{I.odběr}) + \\
 &+ \left( \dot{m}'_{in_{1.NT}} - \dot{m}'_{IV.odběr} - \dot{m}'_{II.odběr} - \frac{\dot{m}'_{I.odběr}}{2} \right) \cdot (h'_{I.odběr} - h'_{out_{1.NT}}) \\
 &= 127,2038 \cdot (2900,74 - 2766,66) + \\
 &+ (127,2038 - 9,5692) \cdot (2766,66 - 2540,14) + \\
 &+ (127,2038 - 9,5692 - 10,0584) \cdot (2540,14 - 2399,91) + \\
 &+ \left( 127,2038 - 9,5692 - 10,0584 - \frac{4,5856}{2} \right) \cdot (2399,91 - 2278,88) \\
 &= 71529,59 \text{ kW}
 \end{aligned} \tag{5.9}$$

Výkon 2. NT dílu PT:

$$\begin{aligned}
 P'_{2.NT} &= \dot{m}'_{in,2.NT} \cdot ({}_x h'_{SPP2} - h'_{III.odběr}) + \\
 &+ (\dot{m}'_{in,2.NT} - \dot{m}'_{III.odběr}) \cdot (h'_{III.odběr} - h'_{I.odběr}) + \\
 &+ \left( \dot{m}'_{in,2.NT} - \dot{m}'_{III.odběr} - \frac{\dot{m}'_{I.odběr}}{2} \right) \cdot (h'_{I.odběr} - h'_{out2.NT}) = \\
 &= 127,2038 \cdot (2900,74 - 2657,78) + \\
 &+ (127,2038 - 8,9356) \cdot (2657,78 - 2399,91) + \\
 &+ \left( 127,2038 - 8,9356 - \frac{4,5856}{2} \right) \cdot (2399,91 - 2245,20) = \\
 &= 79345,79 \text{ kW}
 \end{aligned} \tag{5.10}$$

Výkon parní turbíny:

$$\begin{aligned}
 P'_{PT} &= P'_{VT} + P'_{1.NT} + P'_{2.NT} = \\
 &= 103673,58 + 71529,59 + 79345,79 = \\
 &= 254548,96 \text{ kW}
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

**Tabulka 58 Výkon parní turbíny při různých hodnotách zástřiku**

$\dot{m}_{\text{zástřik}} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	8,8	5,48	2,817	0,12858
$P_{PT} [\text{kW}]$	254408,28	254471,50	254548,96	254586,50

Uvažuje se, že na spojce může dojít k mechanickým ztrátám okolo 0,005 %. Výkon na spojce:

$$P_{SP} = P_{PT} \cdot \eta_m = 254408,28 \cdot 0,995 = 253136,24 \text{ kW} \tag{5.12}$$

**Tabulka 59 Výkon na spojce při různých hodnotách zástřiku**

$\dot{m}_{\text{zástřik}} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	8,8	5,48	2,817	0,12858
$P_{SP} [\text{kW}]$	253136,24	253199,14	253276,22	253313,57

Účinnost vodíkem chlazeného generátoru se pohybuje okolo 98,9 %. Svorkový výkon generátoru:

$$P_{SV} = P_{SP} \cdot \eta_G = 253136,24 \cdot 0,989 = 250351,74 \text{ kW} \tag{5.13}$$

**Tabulka 60 Svorkový výkon generátoru při různých hodnotách zástřiku**

$\dot{m}_{\text{zástřik}} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	8,8	5,48	2,817	0,12858
$P_{SP} [\text{kW}]$	250351,74	250413,95	250490,18	250527,12

Nárůst výkonu na svorkách generátoru při snížení zástřiku na hodnotu  $\dot{m}'_{\text{zástřik}} = 2,817 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ :

$$\Delta P_{SV} = P'_{SV} - P_{SV} = 250490,18 - 250351,74 = 138,44 \text{ kW} \tag{5.14}$$

**Tabulka 61 Nárůst výkonu při různých hodnotách zástřiku**

$\dot{m}_{\text{zástřik}} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	8,8	5,48	2,817	0,12858
$\Delta P_{PT} [\text{kW}]$	0	62,21	138,44	175,38

## 6 Vykreslení výsledků

Teplota kondenzátů z topných par systému SPP se snížením zástríku zvýší, jelikož se přivádí nižší množství chladného hlavního kondenzátu. Úkolem vstříku hlavního kondenzátu je schladit topný kondenzát ze SPP.

Entalpie směsi po snížení zástríku na  $\dot{m}'_{\text{zástrík}} = 2,817 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ :

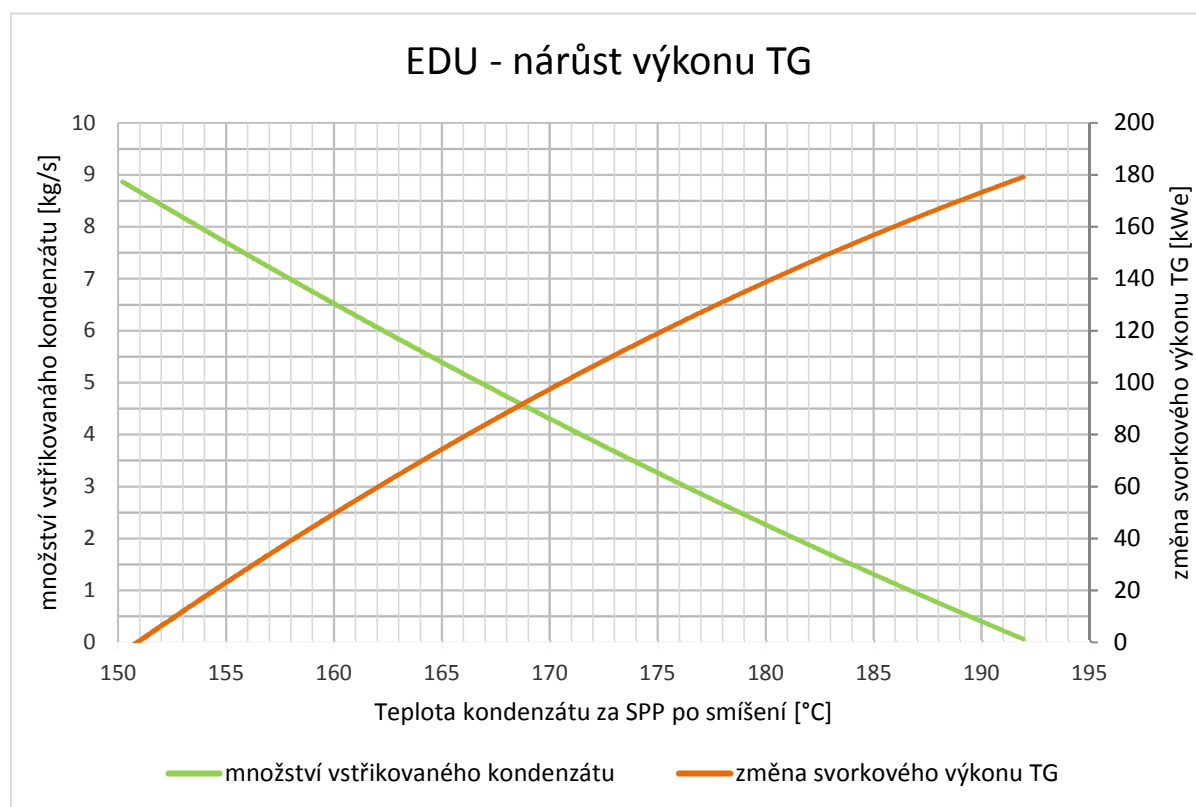
$$\begin{aligned} h'_{SPP_{\text{cold}}} &= \frac{\dot{m}_{SPP5} \cdot h_{SPP5} + \dot{m}'_{\text{zástrík}} \cdot h'_{\text{zástrík}}}{\dot{m}'_{SPP_{\text{cold}}}} \\ &= \frac{22,2585 \cdot 820,0196 + 2,817 \cdot 152,5457}{22,2585 + 2,817} \\ &= 745,0351 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (6.1)$$

Teplota zastříknutých kondenzátů ze systému SPP:

$$T'_{SPP_{\text{cold}}} = f(h'_{SPP_{\text{cold}}}, p_{SPP_{\text{cold}}}) = 175,8430 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.2)$$

**Tabulka 62 Teplota kondenzátu ze SPP při různých hodnotách zástríku**

$\dot{m}_{\text{zástrík}} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	8,8	5,48	2,817	0,12858
$T'_{SPP_{\text{cold}}} [^{\circ}\text{C}]$	150,2045	165,8543	175,8430	191,9336



Z grafu je zřejmé, že výkon TG roste při snižování množství vstřikovaného hlavního kondenzátu do kondenzátů z topných par systému SPP. Při současně prováděném zástřiku v množství  $8,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  dojde k snížení teploty zastříkávaných kondenzátů z teploty  $192 \text{ }^{\circ}\text{C}$  až na úroveň cca  $150 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . V systému TÚV se ale toto médium znovu dohřívá na teplotu  $166 \text{ }^{\circ}\text{C}$  a to za pomoci páry VI. neregulovaného odběru (tzn. párou o poměrně vysokých parametrech). Přičemž hlavní kondenzát, který se používá na zastříkávání tak obchází NTR, kde se vytápí pomocí odběrů I až V (tzn. parou o nižších parametrech). Tento postup tak vede k zvýšenému využívání páry VI. odběru než by tomu muselo být při nižším zástřiku. To v konečném důsledku vede k snížení účinnosti elektrárny.

Například při nulovém zástřiku by se zvýšil výkon na svorkách TG o téměř cca 180 kW. Teplota kondenzátu ze systému SPP by tak ale vzrostla až na  $192 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Tlak kondenzátu z topných par ze systému SPP se při jeho dopravě do systému TÚV snižuje z důvodu jeho transportu z  $-5 \text{ m}$  až do výšky  $+22,5 \text{ m}$  a proto by po cestě začal částečně měnit své skupenství v páru se vznikem rázů v potrubí.

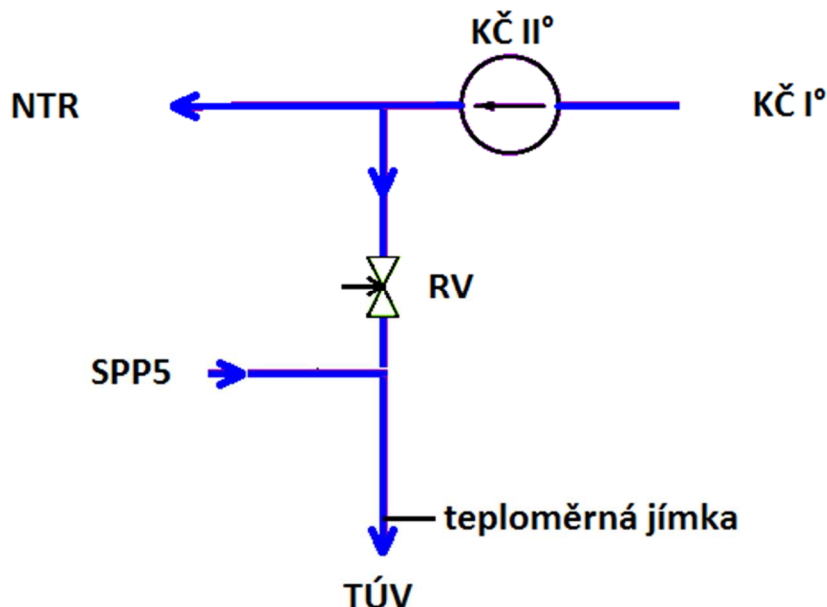
Kondenzát z topných par ze systému SPP proudí nejprve do termických odplyňovačů, kde je dohříván na teplotu sytosti kapaliny, která je přibližně  $166 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Proto by bylo vhodné snížit zástřik tak, aby byl kondenzát před TÚV těsně u hranice syté kapaliny. Z důvodu možného rizika vzniku páry v potrubí, a tak vzniku rázů je lepší uvažovat mírné podchlazení oproti teplotě sytosti, např.  $2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Návrh je snížit zástřik, aby se kondenzát z topné páry v SPP ochladil na teplotu  $164 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Tomu odpovídá množství vstřikovaného kondenzátu o hodnotě  $5,6 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . Výkon TG se zvýší o 70 kWe. Na jednom bloku jsou dva TG, proto je nárůst svorkového výkonu TG pro jeden blok roven 140 kWe. Všechny 4 bloky celé elektrárny by pak dohromady vyráběly 560 kWe elektrické energie více.

## 7 Technické řešení

Aby se snížilo množství vstřikovaného kondenzátu, je nutné do potrubní trasy vstříku od KČ II° do kondenzátu z topné páry systému SPP instalovat regulační ventil dle obrázku 14. Aby byla splněna podmínka, že teplota smíšených topných kondenzátů ze SPP má být nižší než teplota syté kapaliny v potrubí při daném tlaku, nainstalovala by se do potrubní trasy topného kondenzátu teploměrná jímka s místním teploměrem. Jímka musí být v dostatečné vzdálenosti od místa zástřiku, aby došlo k rovnoměrnému promísení a nedocházelo ke zkreslení měření teploty. Dále by bylo potřeba na nejvyšší místo potrubní trasy umístit měření tlaku (nebo do jiného místa s příslušnou korekcí). Teplota směsi by se následně řídila přes množství vstřikovaného kondenzátu pomocí regulačního ventilu tak, aby byla vždy bezpečná rezerva do vzniku varu (tzn. s ohledem na teplotu a tlak po smísení v nejvyšším místě).

Při velkém zregulování zástřiku, při kterém by měla výsledná zastříknutá směs vyšší teploty než  $166 \text{ }^{\circ}\text{C}$  bude na vstupu do termických odplyňováků (TO) docházet k tlakovým pulsacím

vlivem částečné přeměny v páru. Pro tyto případy by bylo nutné takovýto provoz zkontrolovat s výrobcem TO, zda jej povolí.



**Obrázek 14 Umístění regulačního ventilu a teploměrné jímky**

Druhou možností by mohlo být provádět zástřik hlavním kondenzátem částečně nebo úplně přehřátým v NTR. K přesnému stanovení průtoku pro zástřik by daná problematika musela být detailněji přezkoumána jak z hlediska tlakových poměrů, tak z hlediska příslušného ekonomického dopadu, což už je nad rámec této diplomové práce.

Dá se ale předpokládat, že nejvyšší ekonomický přínos by byl při použití pro zástřik hlavní kondenzát odebraný až za NTO5 pak by navýšení svorkového výkonu v celé EDU mohlo být  $8 \cdot 180 = 1440 \text{ kWe}$ .

## Závěr

Cílem diplomové práce byl optimalizační výpočet navýšení elektrického výkonu bloku jaderné elektrárny v Dukovanech při snížení množství hlavního kondenzátu přiváděného z KČ II° na zástřík teplého topného kondenzátu ze SPP. Dalším cíli bylo vykreslení výsledků a návrh úpravy technologie.

Nejprve byl vypočítán aktuální stav dle ze zadaných parametrů páry a kondenzátu v sekundárním okruhu. Většina parametrů bylo nutné dopočítat, jelikož naměřené hodnoty můžou být zkreslené jednak vlivem měření při různých provozních stavech a za druhé mohou být odlišné od vypočítaných hodnot vlivem různých zjednodušení. Zadané byly parametry páry v jednotlivých odběrech turbíny, na vstupech a výstupech z VT a NT dílů a parametry parovodní směsi v napájecí nádrži. Dále byla dána teplota za kondenzátorem a za KČ II° a samozřejmě hmotnostní průtok na zástřík topného kondenzátu ze SPP, jehož původní hodnota byla  $8,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Teplota kondenzátu ze SPP je velmi blízká teplotě sytosti ( $192 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Zástříkem topného kondenzátu ze SPP se teplota směsi sníží na  $149 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Kvůli poklesu tlaku vlivem rozdílu výšek výstupního potrubí ze SPP a NN, do které je topný kondenzát ze SPP dopravován, se sníží teplota kondenzace před vstupem do NN na hodnotu z původních  $192 \text{ }^{\circ}\text{C}$  na  $166 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , čemuž odpovídá teplota parovodní směsi v NN. V odplynovacích se dohřívá ochlazený kondenzát ze SPP právě na teplotu v NN. Vlivem opětovného dohřívání dochází k energetickým ztrátám. Proto je vhodné snížit množství vstříku, čímž se dosáhne vyšší teploty v potrubí před NN vedoucího od SPP.

Ve výpočtu optimalizace se uvažoval prvotní odhad poklesu hmotnostního průtoku v VI. odběru o  $0,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ , jelikož odsud je odebírána topná pára pro vyhřívání odplynováků a NN, a potřeba dohřívát kondenzát byla snížena. Snížením průtoku v VI. odběr dojde k navýšení průtoku v posledních stupních VT dílu PT a v navazujících technologiích, a to i v ostatních odběrech, které se v II. okruhu nacházejí za VI. odběrech. Neregulované odběry v turbíně se chovají tak, že s rostoucím průtokem rostou i ostatní parametry páry, které bylo nutné přepočítat.

Dále bylo nutné provést odhad poklesu hmotnostního průtoku hlavního kondenzátu na zástřík tak, aby parovodní směs v NN byla stále udržována na teplotě  $166 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Předpokládalo se, že množství vstříkovaného kondenzátu se sníží podstatně více než množství páry ze VI. odběru. Prvotní odhad byl snížení zástříku o desetinásobek snížení průtoku v VI. odběru, tedy o  $5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . V přehřívacích v SPP byl uvažován stejný tepelný výkon při optimalizačním výpočtu jako pro původní stav, jelikož parametry topné páry zůstaly konstantní a parametry ohřívání páry se změnily jen velmi málo. Stejně se postupovalo i u kondenzátoru, jelikož se parametry chladicí vody uvažovaly konstantní a parametry páry na vstupu do kondenzátoru byly změněné jen mírně. Pro výpočet NTR byl uvažován i vliv změny topného výkonu jednotlivých výměníků, jelikož průtok ohřívání hlavního kondenzátu se zvýšil již více



(narostl o pokles průtoku na zástřík). Zvýšením průtoku HK přes NTR se zvýšil tepelný výkon každého NTO. Tím bylo doprovázeno zvýšení průtoků topných médií pro NTR. Jednotlivé NTO jsou vytápěny neregulovanými odběry turbíny, proto se zvýšil i průtok v SPP, NT dílech turbíny a kondenzátoru. Jednalo se o iterační výpočet, kde faktorem pro konec iterace byla rovnost tepelných výkonů v jednotlivých NTO vypočtených dle rovnic tepelné bilance a dle rovnice prostupu tepla. Tím se stanovily parametry páry na výstupu HK z NTR. V napájecí nádrži však nedocházelo k dohřevu přesně na 166 °C. Proto bylo nutné změnit vstřikované množství a po dalším iteračním výpočtu se došlo k výsledkům, že při snížení zástříku na hodnotu 2,817 kg·s<sup>-1</sup>, to je pokles o 5,983 kg·s<sup>-1</sup>, se sníží průtok v VI. odběru o 0,5 kg·s<sup>-1</sup>. Takto se vypočítalo několik bodů a k nim příslušný nárůst elektrického výkonu bloku.

Dalším cílem bylo vykreslit výsledky do grafu. Bylo nutné stanovit, jak se změní teplota topného kondenzátu po vstřiku HK. V grafu byla znázorněna závislost vstřikovaného množství HK a změna elektrického výkonu jednoho TG právě na teplotě směsi po zástříku. Při snižování průtoku na zástřík až do nuly rostla teplota topného kondenzátu v potrubí ze SPP po zástříku až na teplotu 192 °C čili bez zástříku. Při tomto stavu narostl elektrický výkon jednoho TG o 180 kW. Na jednom bloku jsou 2 TG, proto navýšení elektrického výkonu jednoho bloku bylo 360 kW a pro všechny 4 bloky se zvýšil o 1440 kW. Tenhle stav je nicméně nepřijatelný, jelikož teplota topného kondenzátu v potrubí ze SPP se bez zástříku sníží z původních 149 °C na 192 °C a kondenzát by po cestě v potrubí k NN začal vařit. Proto se uvažoval pokles teploty topného kondenzátu ze SPP po vstřiku na teplotu o dva stupně nižší než teplota syté kapaliny v potrubí před NN (166 °C – 2 °C = 164 °C). Takovému stavu odpovídá vstřikované množství HK 5,6 kg·s<sup>-1</sup> a nárůst elektrického výkon TG o 70 kW (nárůst elektrického výkonu EDU 8·70 kW = 560 kW)

Posledním cílem bylo navrhnout technologické řešení. Pro snížení vstřikovaného množství HK na hodnotu 5,6 kg·s<sup>-1</sup> bylo navrženo instalovat do potrubní trasy vstříku od KČ II° do kondenzátu z topné páry systému SPP regulační ventil. Dále bylo navrženo měřit teplotu v potrubí pomocí teploměru v jímce, jejíž poloha v potrubní trase v měla být v dostatečné vzdálenosti za vstřikem z důvodu dobrého promíchání kondenzátů. Bylo navrženo měřit také tlak v nejvyšším bodě potrubní trasy. Teplota směsi by se řídila přes množství vstřikovaného kondenzátu pomocí regulačního ventilu tak, aby byla vždy bezpečná rezerva do vzniku varu (tzn. s ohledem na teplotu a tlak po smísení v nejvyšším místě).

Jako druhou možnost bylo bráno v úvahu provádět zástřík hlavním kondenzátem částečně nebo úplně předeřhátým v NTR. Nicméně v takovém případě by k přesnému stanovení průtoku pro zástřík musela být daná problematika detailněji přezkoumána jak z hlediska tlakových poměrů, tak z hlediska příslušného ekonomického dopadu, což už bylo nad rámec této diplomové práce. Předpokladem byl však největší ekonomický přínos při použití pro zástřík hlavní kondenzát odebraný až za NTO5. Při tomto stavu by mohlo dojít k navýšení elektrického výkonu v EDU o již zmíněných 1440 kW.

## Zdroje

- [1] ČEZ. Firemní zdroje EDU
- [2] KADRNOŽKA, Jaroslav. 1984. *Tepelné elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury.
- [3] *Sborník přednášek pro Letní Univerzitu 2014*
- [4] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4.
- [5] KISSLER, Martin. *Modernizace Jaderné elektrárny Dukovany*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 67 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
- [6] RYBKA, T. *Náhrada základních výměníků v Teplárně Malešice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 173 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš
- [7] VANĚČEK, L. *Výpočet parametrů sekundárního okruhu jaderné elektrárny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2011. 60 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Raček, CSc..
- [8] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-751-2.
- [9] Holmgren, M. *Steam tables by Magnus Holmgren according to IAPWS IF-97 (v2.6)*.

---

## Seznam použitých symbolů a zkratek

BÚK	Bloková úpravna kondenzátu
EDU	Jaderná elektrárna Dukovany
HK	Hlavní kondenzát
KČ I°	Kondenzátní čerpadlo I°
KČ II°	Kondenzátní čerpadlo II°
KT	Kondenzátor turbíny
NN	Napájecí nádrž
NT PT	Nízkotlaká část parní turbíny
NTO	Nízkotlaký ohřívač
NTR	Nízkotlaká regenerace
PČK	Podávací čerpadlo kondenzátu
PT	Parní turbína
RV	Regulační ventil
Separát	Separovaný kondenzát v separátoru
SPP	Systém separace a přehřívání
TG	Turbogenerátor
TO	Termický odplynovák
TÚV	Tepelná úprava vody
VT PT	Vysokotlaká část parní turbíny
ZZE	Zákon zachování energie

---

## Seznam indexů

Hierarchie iteračních indexů	$x > n > m > k > j > i$
HK1-9	hlavní kondenzát v NTR
in	vstupní hodnota
Levý dolní index	krok iterace
op	odběrová pára
out	výstupní hodnota
pp	pracovní pára
$P_{sv}$	Výkon na svorkách generátoru
RPT	rovnice prostupu tepla
RTB	rovnice tepelné bilance
SPP_in	Pracovní pára před vstupem do SPP
SPP1	Pracovní pára mezi separátorem a přehřívčem
SPP2	Pracovní pára na výstupu z SPP
SPP3	Topná pára ze VII. odběru
SPP4	Topná pára z VIII. odběru
SPP5	Kondenzát odvedený ze SPP
str	střední hodnota
$t_{K,NT01}$	teplota kondenzace v NTO1
Veličiny označené s čarou	již upravené hodnoty při optimalizaci
Veličiny označené s pruhem	fiktivní hodnoty

## Seznam obrázků

Obrázek 1 Tepelné schéma sekundárního okruhu pro 100 % $N_{nom}$ [1].....	15
Obrázek 2 Parní turbína v EDU [1] .....	16
Obrázek 3 T-S diagram sekundárního okruhu v EDU [1].....	17
Obrázek 4 Odlučovač vody [1].....	18
Obrázek 5 Systém SPP jaderné elektrárny [1].....	20
Obrázek 6 Nízkotlaká regenerace [1] .....	23
Obrázek 7 Zjednodušené schéma systému separace a přehřívání.....	32
Obrázek 8 Zjednodušené schéma NTR .....	37
Obrázek 9 Průběh teplot v NTO .....	48
Obrázek 10 Systém TUV.....	52
Obrázek 11 Pokles teplot v NTO1 .....	66
Obrázek 12 Nízkotlaký ohřívák 4.....	76
Obrázek 13 Nízkotlaký ohřívák 5.....	82
Obrázek 14 Umístění regulačního ventilu a teploměrné jímky .....	95

## Seznam tabulek

Tabulka 1 Parametry páry ve VT PT [1].....	25
Tabulka 2 Entalpie pro daný tlak v odběru a rostoucí entropii .....	26
Tabulka 3 Parametry páry v NT PT [1] .....	28
Tabulka 4 Entalpie pro daný tlak a entropii v odběrech IV a II.....	29
Tabulka 5 Entalpie pro daný tlak a entropii v odběrech III. a I. ....	30
Tabulka 6 Parametry páry v odběrech NT PT .....	32
Tabulka 7 Parametry vstupů a výstupů ze SPP .....	33
Tabulka 8 Parametry známých vstupů nízkotlaké regenerace .....	38
Tabulka 9 Parametry topných médií v NTR .....	41
Tabulka 10 Tlaky a průtoky hlavního kondenzátu v NTR.....	42
Tabulka 11 Parametry HK mezi nízkotlakými ohříváky .....	44
Tabulka 12 Střední teplota kondenzátu v NTO .....	44
Tabulka 13 Dynamická viskozita kondenzátu v NTO .....	45
Tabulka 14 Součinitel tepelné vodivosti vody $\lambda_{HK}$ v NTO .....	45
Tabulka 15 Hustota hlavního kondenzátu.....	45
Tabulka 16 Kinematická viskozita hlavního kondenzátu .....	45
Tabulka 17 Měrná tepelná kapacita hlavního kondenzátu.....	45
Tabulka 18 Součinitel teplotní vodivosti hlavního kondenzátu.....	46
Tabulka 19 Technické parametry jednotlivých NTO [1].....	46
Tabulka 20 Rychlost proudění hlavního kondenzátu uvnitř trubek NTO.....	46
Tabulka 21 Reynoldsovo číslo pro proudění hlavního kondenzátu uvnitř trubek NTO .....	46
Tabulka 22 Prandtlovo číslo pro proudění hlavního kondenzátu uvnitř trubek NTO .....	46
Tabulka 23 Nusseltovo číslo pro proudění hlavního kondenzátu uvnitř trubek NTO .....	47
Tabulka 24 Součinitel přestupu tepla na straně hlavního kondenzátu jednotlivých NTO.....	47
Tabulka 25 Tepelný tok procházející přes teplosměnné plochy NTO.....	47
Tabulka 26 Teplota kondenzace .....	48
Tabulka 27 Střední logaritmický teplotní spád v NTO a teplosměnná plocha [1] .....	49
Tabulka 28 Parametry pro výpočet $\alpha_p$ .....	50
Tabulka 29 Zadané parametry kondenzátů [1] .....	50
Tabulka 30 Parametry vstupů a výstupů z NN .....	52
Tabulka 31 Směrnice přímek pro navýšení tlaku na $p'$ .....	57
Tabulka 32 Entalpie pro daný tlak a entropii v V. odběru .....	58
Tabulka 33 Entalpie pro daný tlak a entropii na výstupu NT PT a v odběru IV a II.....	60
Tabulka 34 Entalpie pro daný tlak a entropii na výstupu NT PT a v odběru III a I .....	62
Tabulka 35 Konstanty pro výpočet navýšení tepelného výkonu v jednotlivých NTO .....	67
Tabulka 36 Navýšení rychlosti proudění HK v jednotlivých NTO .....	67
Tabulka 37 Navýšení tepelného výkonu v jednotlivých NTO.....	68
Tabulka 38 Rozdíl teplot HK na vstupu a výstupu z NTO1 .....	68
Tabulka 39 Parametry pro výpočet tlaku v odběrech .....	69
Tabulka 40 Hmotnostní průtok v odběrech I, II a III.....	70

---

Tabulka 41 Dílčí hodnoty veličin při iteraci v NTO1 .....	71
Tabulka 42 Hodnoty veličin v NTO1-3 po j-té iteraci .....	72
Tabulka 43 Tepelný výkon jednotlivých výměníků dle rovnice tepelné bilance .....	72
Tabulka 44 Střední logaritmický teplotní spád v NTO .....	73
Tabulka 45 Střední teplota HK v NTO1-3 .....	73
Tabulka 46 Veličiny nutné pro výpočet $\alpha'_{HK}$ .....	73
Tabulka 47 Tepelný odpor proti konvekci na straně kondenzátu $R'_{\alpha_{HK}}$ .....	74
Tabulka 48 Tepelný výkon jednotlivých výměníků dle rovnice prostupu tepla .....	74
Tabulka 49 Iterační výpočet v NTO1 .....	75
Tabulka 50 Výpočet veličin v NTO2 a NTO3 po k-té iteraci .....	75
Tabulka 51 Konstanty pro výpočet navýšení tepelného výkonu v jednotlivých NTO.....	78
Tabulka 52 Rozdíl teplot HK na vstupu a výstupu z NTO4.....	79
Tabulka 53 Dílčí hodnoty veličin při iteraci v NTO4 .....	81
Tabulka 54 Rozdíl teplot HK na vstupu a výstupu z NTO4.....	84
Tabulka 55 Konečné hodnoty veličin po n-té iteraci v NTO5 .....	86
Tabulka 56 Entalpie a průtoky v odběrech po x-té iteraci.....	89
Tabulka 57 Pokles množství páry v IV. odběru o krok k při snížení zástřiku.....	89
Tabulka 58 Výkon parní turbíny při různých hodnotách zástřiku.....	92
Tabulka 59 Výkon na spojce při různých hodnotách zástřiku.....	92
Tabulka 60 Svorkový výkon generátoru při různých hodnotách zástřiku.....	92
Tabulka 61 Nárůst výkonu při různých hodnotách zástřiku.....	92
Tabulka 62 Teplota kondenzátu ze SPP při různých hodnotách zástřiku.....	93

---